

Shifting mechanism for use as a power transmission in a driveline of an automotive vehicle comprises coupling drive connecting and disconnecting the pinions and the carrier

Publication number: DE10021146

Publication date: 2000-11-23

Inventor: TANZER JOHN H (US); CORLESS REX R (US)

Applicant: FORD MOTOR CO (US)

Classification:

- international: **B60K17/04; B60K17/08; F16H55/08; F16H63/30; F16H61/04; B60K17/04; B60K17/06; F16H55/02; F16H63/30; F16H61/04; (IPC1-7): F16H63/30; B60K23/04; F16H3/78**

- European: B60K17/04B1; B60K17/08; F16H55/08S; F16H63/30J

Application number: DE20001021146 20000429

Priority number(s): US19990307035 19990507

Also published as:



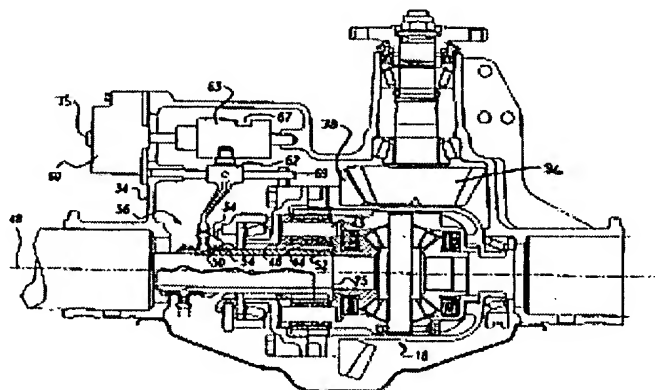
US6165103 (A1)

GB2350870 (A)

[Report a data error here](#)

Abstract of DE10021146

The shift mechanism comprises drive shaft connected to beveled input pinion drivably connecting to a ring gear of a two-speed axle. The ring gear is continually meshing with planetary pinion gears (44). A coupling derive (50) connects and disconnects the pinions and the pinion carrier (46). A motor moves a shift fork (62) axially to move the coupling to desired position to obtain the proper axle ratio. The resilient connection is provided between the coupling and selector.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 100 21 146 A 1

51 Int. Cl.⁷:
F 16 H 63/30
F 16 H 3/78
B 60 K 23/04

21 Aktenzeichen: 100 21 146.1
22 Anmeldetag: 29. 4. 2000
43 Offenlegungstag: 23. 11. 2000

DE 100 21 146 A 1

30 Unionspriorität:
307035 07. 05. 1999 US
71 Anmelder:
Ford Motor Co., Dearborn, Mich., US
74 Vertreter:
Bonsmann & Bonsmann Patentanwälte, 41063
Mönchengladbach

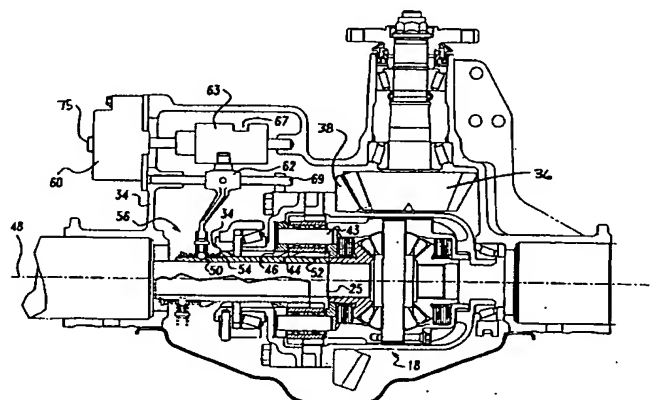
72 Erfinder:
Tanzer, John H., Punta Gorda, US; Corless, Rex R.,
Sterling Heights, US

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Sekundäres Getriebe

57 In einem in einem Gehäuse (34) angeordneten Schaltmechanismus dreht sich ein erstes relativ rotierendes Element (38) um eine Achse. Ein zweites relativ rotierendes Element (48) kann selektiv mit dem ersten Element gekoppelt und hiervon getrennt werden. Eine Kupplungshülse (50) weist einen ersten Keilzahn mit einer ersten axialen Länge sowie einen zweiten Keilzahn mit einer zweiten axialen Länge, die länger als die des ersten Keilzahns ist, auf. Das Ende des zweiten Keilzahns ist kegelstumpfförmig ausgebildet. Das erste oder das zweite Element weist eine Mehrzahl von für einen Eingriff mit den Keilzähnen der Kupplungshülse ausgebildeten dritten Keilzähnen auf, die komplementär kegelstumpfförmig geformt sind. Zum wechselseitigen Verbinden und Trennen der Elemente wird die Kupplungshülse durch einen beweglichen Selektor (62) betätigt. Zwischen der Kupplungshülse und dem Selektor ist eine federnde Verbindung (56) vorgesehen.



DE 100 21 146 A 1

Die Erfindung betrifft das Gebiet der Kraftübertragung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs. Insbesondere betrifft sie ein sekundäres Getriebe für ein Kraftfahrzeuggetriebe.

Bei automatischen Getrieben wird angestrebt, einen großen Übersetzungsverhältnissbereich zu erzielen, um die mit verschiedenen Anwendungsbereichen verbundenen Anforderungen – wie zum Beispiel bei einem Schleppbetrieb – erfüllen zu können. Ferner ist es zur Optimierung der Kraftstoffausnutzung und des Fahrverhaltens wünschenswert, die Anzahl der auswählbaren Übersetzungsverhältnisse und den Übersetzungsbereich zu vergrößern. Es besteht daher der Wunsch, einen Gangschaltungsmechanismus zur Gewährleistung dieser Bedingungen bereit zu stellen.

Um relativ zueinander rotierende Wellen in Drehverbindung zu bringen, wird üblicherweise ein mechanischer Synchronisierer verwendet, durch den die Drehzahlen der Wellen synchronisiert werden. Ein Beispiel hierfür ist aus der US 43 75 172 bekannt. Bei dieser bekannten Vorrichtung handelt es sich um einen verhältnismäßig effektiven Mechanismus, dessen Herstellungskosten jedoch hoch sind. Außerdem wird kein Eingriff über einen weiten Geschwindigkeitsbereich erzielt.

Der in der US'172 vorgeschlagene Mechanismus weist zur Verbesserung des Schaltbereiches eine blockierte federnde axiale Verbindung zwischen einer Klauenkupplungsanordnung und einer Hauptwelle 23 auf. Wie anhand der Fig. 8 und 9 der US'172 beschrieben, wird dabei ein hohes Maß an Spiel 208 in Kauf genommen, um eine adäquate anfängliche Durchdringung bzw. ein Ineinandergreifen 212 der Zähne sicherzustellen. Bei einem derartigen übermäßigen Spiel ist aber nachteilig, daß dadurch ein zusätzlicher Schlupf (slop) im System verursacht wird.

Eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, eine nicht blockierte Eingriffsvorrichtung vorzuschlagen, um relativ zueinander rotierende Wellen ineinander greifen zu lassen, und eine solche Vorrichtung in einem Getriebe einzusetzen.

Um die Schwierigkeiten und die hohen Kosten zu vermeiden, die mit der Entwicklung und Herstellung von Getrieben mit einer großen Anzahl von Vorwärtsgangverhältnissen verbunden sind und um die Kosten und die Leistungsfähigkeit einer Gangschaltungsanordnung zu verbessern, wird ein erfindungsgemäß verbesserter Gangschaltungsmechanismus wie folgt vorgeschlagen:

In einem in einem Gehäuse angeordneten Gangschaltungsmechanismus rotiert ein erstes relativ rotierendes Element um eine Achse. Ein zweites relativ rotierendes Element wird selektiv mit dem ersten Element gekoppelt und entkoppelt. Die Kupplung (coupling) weist eine erste Keilzahnordnung mit einer ersten axialen Länge und eine zweite Keilzahnordnung mit einer zweiten axialen Länge auf, welche größer ist als die des ersten Keilzahns (spline tooth). Die zweite Keilzahnordnung weist ein kegelstumpfförmiges Ende auf. Das erste oder zweite Element weist eine Mehrzahl von dritten Keilzähnen für den Eingriff mit den Keilzahnordnungen der Kupplung auf. Die dritten Keilzähne haben eine komplementäre kegelstumpfförmige Form. Ein Selektor ist beweglich, um die Kupplung zu betätigen und die Elemente wechselseitig zu verbinden und zu trennen. Zwischen der Kupplung und dem Selektor ist eine federnde Verbindung vorgesehen.

Eine derartige Gangschaltungsanordnung erlaubt einen Schaltvorgang während der Fahrt (on-the-go) auch dann, wenn die Eingangs- und Ausgangswellen keine vollständig synchronisierte Drehzahl aufweisen. Ein solcher Gangschaltungsmechanismus ist in vielen Vorrichtungen nützlich, wie

z. B. in Zweigangachsen (two-speed axles), Untergetrieben (subtransmissions) (wie zum Beispiel einem sekundären Getriebe oder einem Zweigang-Wechselgetriebe), Allradgangschaltmechanismen und Abtriebseinheiten (power take-off units). Der Gangschaltungsmechanismus kann mittels eines Computers koordiniert werden, um die Eingangs- und Ausgangsdrehzahlen zu synchronisieren und somit das Gangschaltungs-"feeling" zu verbessern.

Ein derartiger Mechanismus kann weiterhin durch Verwendung eines elektronischen Reglers verbessert werden, um die Eingangs- und Ausgangsdrehzahlen einem synchronen Verhalten nahezubringen, wobei Motor-, Getriebe- und ABS-Regelungsmerkmale in Verbindung mit einer adaptiven Regelung des Schaltmotors (adaptive shift motor controls) verwendet werden können. Bei einer Gangschaltungsanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung wird der Schaltvorgang bei im wesentlichen synchronen Drehzahlen abgeschlossen, wobei vorzugsweise eine "Einschnapp"-Schaltvorrichtung (snap action shift device) verwendet wird.

Im folgenden wird die Erfindung anhand der Figuren beispielhaft näher erläutert.

Fig. 1 stellt eine schematische Aufsicht eines Antriebsstranges (powertrain) eines Kraftfahrzeuges dar, welcher eine Mehrgang-Hinterachsordnung aufweist, bei der eine beispielhafte erfindungsgemäße Schaltvorrichtung verwendet wird.

Fig. 2 stellt einen Querschnitt entlang der Linie 2-2 der Fig. 1 dar.

Fig. 3 ist eine vergrößerte Ansicht eines Teiles des Mechanismus gemäß Fig. 2.

Fig. 4 zeigt eine Teilschnittdarstellung der in Fig. 2 gezeigten Kupplung.

Fig. 5 ist eine Endansicht der in Fig. 4 gezeigten Kupplung.

Fig. 6 ist eine teilweise Seitenansicht der Keilzähne der in Fig. 4 gezeigten Kupplung.

Fig. 7A veranschaulicht ein sekundäres Getriebe mit einer erfindungsgemäßen Schaltvorrichtung in einer ersten Position, in der das Sonnenrad und der Träger in einem Direktantriebsverhältnis drehbar miteinander verbunden sind.

Fig. 7B zeigt das sekundäre Getriebe gemäß Fig. 7A in einer zweiten Position im Eingriff entsprechend einer Untersetzung.

Fig. 7C zeigt ein sekundäres Getriebe mit einer alternativen erfindungsgemäßen Schaltvorrichtung in einer ersten Position, in welcher das Sonnenrad und der Träger in einem Direktantriebsverhältnis drehbar miteinander verbunden sind.

Fig. 7D zeigt das sekundäre Getriebe von Fig. 7C in einer zweiten Position im Eingriff für eine Untersetzung.

Fig. 7E ist eine schematische Darstellung eines Fahrzeuges mit einem sekundären Getriebe, z. B. gemäß den Fig. 7A-7D.

Fig. 8 zeigt ein Verteilergetriebe (transfer case) mit einem Schaltmechanismus gemäß der vorliegenden Erfindung.

Fig. 9 zeigt ein repräsentatives Flussdiagramm der Synchronisation von Drehgeschwindigkeiten bei Verwendung einer erfindungsgemäßen Vorrichtung.

Fig. 10A und 10B zeigen eine teilweise geschnittene Seitenansicht beziehungsweise Endansicht eines sekundären Getriebes mit einer weiteren alternativen erfindungsgemäßen Schaltvorrichtung.

Fig. 11A und 11B zeigen eine teilweise geschnittene Seitenansicht beziehungsweise eine Endansicht eines sekundären Getriebes gemäß einer weiteren alternativen erfindungsgemäßen Schaltvorrichtung.

Fig. 12A und 12B zeigen eine teilweise geschnittene Sei-

tenansicht beziehungsweise eine Endansicht eines sekundären Getriebes gemäß einer weiteren alternativen erfindungsgemäßen Schaltvorrichtung.

Fig. 12C zeigt einen exzentrischen Nocken für die in den Fig. 12A–12B dargestellte Vorrichtung.

Ein Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs mit Hinterradantrieb weist gemäß Fig. 1 einen Motor 10, ein Getriebe 12, eine Hinterradantriebswelle 14, ein Hinterachsendifferential 18, linke und rechte Hinterachsenwellen 20, 22 sowie Hinterräder 24, 26 auf. Die rechten und linken Vorderräder 28, 30 sind nicht angetrieben. Der Motor 10 ist antreibend mit einem Mehrganggetriebe 12 verbunden, welches wiederum antreibend mit der Antriebswelle 14 verbunden ist, die ihrerseits mit der Eingangswelle eines Mehrgang-Achsenantriebsmechanismus 32 verbunden ist, welcher innerhalb einer Verkleidung oder eines Gehäuses 34 angeordnet ist.

Die Antriebswelle 14 mit einem abgeschrägten Eingangsritzel 36 verbunden (vgl. Fig. 2), welches antreibbar mit einem großen Tellerrad 38 (ring gear) einer Zweigangachse innerhalb des Gehäuses 34 verbunden ist. Das große Tellerrad 38 ist drehbar in Lagern 40, 42 durch das Gehäuse 34 abgestützt. Das große Tellerrad 38 steht in kontinuierlichem Eingriff mit einer Mehrzahl planetarer Ritzel 44, welche zur Drehung durch einen Ritzelträger 46 gehalten werden. Der Träger 46 steht in kontinuierlichem antreibenden Eingriff mit einem Differential zwischen den Rädern (interwheel differential), für das ein Beispiel in der US 53 16 106 gezeigt ist. Das Differential 18 treibt in bekannter Weise die Hinterräder 24, 26 über die Achsenwellen 20, 22 um eine Drehachse 48 an.

Wie am besten anhand der Fig. 2 und 3 erkennbar, wird eine Kupplung bzw. Kupplungshülse 50 in der Achse 32 bereitgestellt, um die Ritzel 44 und den Träger 46 gegenseitig antreibbar zu verbinden bzw. zu trennen. Die Kupplung 50 enthält coaxial zur Achse 48 ein ringförmiges Hülselement (sleeve member). Die Kupplung 50 trägt ein Sonnenrad 52 in ineinandergreifender Zusammenwirkung mit den Ritzeln 44. Die Kupplung 50 trägt ferner ein zweites Zahnrad 54, welches gegenüber dem Sonnenrad 52 axial versetzt ist. Die Kupplung 50 ist in einer ersten Position an der rechten Seite der Achse 48 gezeigt, in der die Kupplung 50 einen Untersetzungszustand bereitstellt, bei dem die Ritzel 44 gegen eine Drehung in Bezug auf das Gehäuse 34 festgesetzt werden, wobei die Kupplung 50 am zweiten Zahnrad 54 in das Gehäuse 34 eingreift. Obwohl die vorliegende Erfindung mit Bezug auf ein Planetengetriebe mit einem Übersetzungsverhältnis beschrieben wird, kann in einer bevorzugten Ausgestaltung das Eingangsübersetzungsverhältnis (zum Beispiel das Verhältnis der abgeschrägten Ritzel) so angepasst sein, dass das so bezeichnete "Übersetzungsverhältnis" einem Direktantrieb entspricht und das sogenannte "Direktantriebsverhältnis" einem Übersetzungsverhältnis entspricht.

In Fig. 2 ist die Kupplung 50 in einer zweiten Position am Ende der Achse 48 dargestellt. In dieser zweiten Position ist die Kupplung 50 axial in eine zweite Position bewegt, wobei das Zahnrad 54 aus dem Eingriff mit dem Gehäuse 34 heraus bewegt ist. In dieser zweiten Position verbleibt das Sonnenrad 52 in ineinandergreifender Zusammenwirkung mit den Ritzeln 44, wobei es gleichzeitig am Träger 46 eingreift, um den Träger 46 und die Ritzel 44 wechselseitig zu drehen, wodurch ein direktes Antriebsverhältnis erzeugt wird. Die Kupplung 50 wird vom Gehäuse 34 gelöst, bevor das Sonnenrad 52 antreibbar mit dem Träger 46 verbunden wird, da andernfalls das gesamte Planetengetriebe gegenüber einer Rotation sperren würde.

Wie weiterhin in Fig. 2 dargestellt, wird das Sonnenrad 52 durch die Kupplung 50 getragen und greift in den Unter-

setzungs- und Direktantriebspositionen antreibbar mit den Ritzeln 44 ein. Weiterhin ist ein Motor 60 an dem Gehäuse 34 vorgesehen. Der Motor 60 bewegt eine Schaltgabel 62 axial, um die Kupplung 50 in eine gewünschte Position zum Erreichen der richtigen Achsenverhältnisse zu bewegen. Eine bevorzugte Ausgestaltungsform des Motors 60 weist einen elektrischen Rotationsmotor auf, welcher coaxial drehbar mit einem Wellennocken 63 über ein näherungsweise 58 : 1 Reduktionsschneckengetriebe verbunden ist. Aufgrund der großen Getriebeuntersetzung durch das Schneckengetriebe wird nur ein kleiner elektrischer Motor benötigt. Der Wellennocken 63 weist eine spiralförmige Rille 67 auf, welche mit der Schaltgabel 62 zusammenwirkt. Wenn der Motor 60 den Wellennocken 63 dreht, verschiebt die spiralförmige Rille 67 die Schaltgabel 62 in axialer Richtung. Die Schaltgabel 62 wird im Hinblick auf die axiale Bewegung von einem Zapfen 69 getragen, welcher seinerseits vom Gehäuse 34 getragen wird.

Wie ersichtlich, kann als Motor 60 alternativ auch ein elektrischer Linearmotor, ein Vakuummotor oder irgendein äquivalenter Motor verwendet werden, mit dem eine derartige lineare Bewegung der Schaltgabel bewirkt werden kann. Alternativ kann die axiale Bewegung der Schaltgabel 62 auch durch eine mechanische Verbindung bewirkt werden, wie zum Beispiel durch einen Bowdenkabelzug in einer dem Fachmann bekannten Weise.

Der Wellennocken 63 enthält vorzugsweise eine Arretierung (nicht dargestellt), welche vorzugsweise eine Arretierungsposition (nicht dargestellt) in der spiralförmigen Rille 67 aufweist. Die Arretierung ist so positioniert, dass sie mit der Kupplungshülse 50 in einer "synchronisierenden" Position wie unten beschrieben korrespondiert. Die Spirale der Rille 67 erstreckt sich schraubenlinienförmig um den Nocken 63 herum, so dass, wenn der Nocken 63 durch den Motor 60 gedreht wird, die Schaltgabel 62 axial um etwa 4,5 mm über eine zentrierte Position bewegt wird, welche "Neutral" entspricht. Die zentrierte "Neutral"-Position liegt dort, wo das zweite Zahnrad 54 nicht drehbar am Gehäuse 54 eingreift und das Sonnenrad 52 nicht am Träger 46 eingreift. Das zweite Zahnrad 54 befindet sich in der neutralen Position vorzugsweise nahezu unmittelbar anschließend am Gehäuse 34, während das Sonnenrad 52 näherungsweise 2,0 mm von dem Eingriff mit dem Träger 46 entfernt ist.

Die Kupplung 50 kann sich von der zentrierten neutralen Position aus vorzugsweise axial 9 mm in jede Richtung bewegen, wobei die Synchronisierung mit dem Gehäuse 34 oder dem Träger 46 begonnen wird, wenn die Schaltgabel 62 näherungsweise 4,5 mm axial zur einen oder anderen Seite von der zentrierten neutralen Position aus bewegt wurde, wobei die 4,5 mm Position als "Synchronisierungs"-Position bezeichnet wird (alternativ auch "Neutral plus" genannt). In dieser "Synchronisierungs"-Position weist der Nocken in der Rille 67 vorzugsweise eine Arretierung auf, umfassend einen Abschnitt der Rille 67, welcher sich umfänglich senkrecht zur Rotationsachse des Nockens 63 (statt schraubenlinienförmig) erstreckt, so dass die Schaltgabel 62 in diesem Moment nicht weiter axial bewegt wird, wenn der Wellennocken 63 die Drehung fortsetzt.

Wie in Fig. 3 gezeigt ist, greift während der Synchronisation ein Kugelschlossmechanismus 68 nicht in eine Rille 70 der Hülse ein, so dass die Hülse 50 sich nicht die gesamten 4,5 mm axial bewegt. Während sich die Schaltgabel 62 innerhalb der Arretierung befindet, werden die Keilzähne der Hülse 50 wie oben beschrieben synchronisiert, während eine axiale Feder eine axiale Kraft auf die Hülse 50 ausübt, um die Hülse in einen Eingriff zu zwingen. Während das zweite Zahnrad 54 mit dem Gehäuse 34 synchronisiert, zwingt die Feder 66 die Hülse nach rechts, und das Kugelschloss 68

greift in die Rille 70 ein. Sobald der Nocken 63 über die Arretierung hinaus gedreht ist, verläuft die Rille 67 schraubenlinienförmig weiter, so dass die Hülse 50 axial verschoben wird, um die Keilzähne wie oben beschrieben um weitere etwa 4,5 mm axial vollkommen ineinander greifen zu lassen. In dieser bevorzugten Ausgestaltung greifen daher die Keilzähne näherungsweise über 7–9 mm ineinander. Wie ersichtlich, sind diese Abstände jedoch anwendungsspezifisch und variieren auf der Basis des übertragenen Drehmoments sowie der mechanischen Charakteristiken der Keilzähne und Zahnräder.

Die Arretierung kann alternativ dadurch realisiert werden, den Motor 60 an dem Punkt in der Drehung anzuhalten, an dem die Schaltgabel 62 innerhalb der Rille 67 axial etwa 4,5 mm bewegt wurde, so dass die Synchronisation eintreten kann, wenn synchrone Drehzahlen erreicht sind und der anfängliche Eingriff der Keilzähne wie oben beschrieben auftritt. Vorzugsweise erkennen Drehzahl-(RPM)Sensoren (nicht dargestellt) die Synchronisation, das heißt, wenn die Keilzähne anfänglich ineinander greifen, wird der Motor 60 wieder gestartet, um sich zu drehen, bis die Keilzähne vollständig ineinander greifen.

Zwischen der Schaltgabel 62 und der Kupplung 50 ist eine federnde Verbindung 56 vorgesehen, welche nachstehend detaillierter beschrieben wird, um sicherzustellen, dass während des Zusammenwirkens der verschiedenen Elemente 52, 44, 46, 54, 34 eine geeignete Kraft angewendet wird, um eine zufriedenstellende Synchronisation und ein glattes Ineinandergreifen zu ermöglichen. Diese Anordnung gewährleistet ferner ein "Einschnapp"-Eingreifen (snap-action engagement) der Zähne, wenn die Drehzahlen synchronisiert sind. Darüber hinaus wird hierdurch eine Stoßabsorption realisiert, wenn die Elemente ineinander greifen. Die federnde Verbindung 56 ermöglicht es dem Motor 60, die Schaltgabel 62 in eine absolute axiale Position zu bewegen, während die Kupplung 50 nicht notwendigerweise vollkommen eingreift und daher nicht genau axial in Bezug auf die Schaltgabel 62 ausgerichtet ist.

Alternativ kann auch eine äquivalente federnde Verbindung 56 zwischen dem Motor 60 und der Schaltgabel 62 oder an irgendeiner Stelle zwischen dem Eingang zur Bewegung des Schaltringes und der Welle, die das Element trägt, mit dem ein Eingriff erfolgen soll, vorgesehen sein (das heißt, das Zahnrad selbst könnte axial federnd vorgespannt sein). Ein Beispiel einer alternativen bevorzugten federnden Verbindung zwischen dem Motor und der Schaltgabel ist in der US 44 98 350, welche mit der diesbezüglich relevanten Offenbarung in die vorliegende Anmeldung eingeschlossen wird, bei 20, 20' gezeigt.

Wie in Fig. 3 gezeigt, weist eine bevorzugte federnde Verbindung 56 ein Paar von vorgespannten axialen Kompressionsfedern 64, 66 zwischen der Schaltgabel 62 und der Kupplung 50 auf. Die Federn 64, 66 sind einander axial gegenüberliegend angeordnet, wobei jede eine axiale Kraft auf die Kupplung 50 ausübt, wenn die Schaltgabel 62 in Richtung der entsprechenden Feder 64, 66 bewegt wird. In Fig. 3 ist dargestellt, wie die Schaltgabel 62 nach rechts bewegt wird und die Feder 66 zusammengedrückt wird, wodurch diese eine zusätzliche axiale Kraft auf die Kupplung 50 durch das Zahnrad 54 ausübt, bis die Zahnräder ineinander greifen und die Schaltgabel 62 und die Kupplung 50 ausgerichtet sind. Die Federn 64, 66 sind so ausgelegt, dass sie eine geeignete Kraft auf die Kupplung 50 bereit stellen, um eine ordnungsgemäße Synchronisation und ein vollständiges Eingreifen sicherzustellen. Die Federn spannen die Kupplung in die gewünschte Richtung vor. Wenn durch die Zähne synchrone Geschwindigkeiten erreicht sind, greift die Kupplung schnell mit einem "Schnappeingriff" ein, wobei die Feder

die Kupplung in die endgültige Position drängt und das Kugelschloss wieder eingreift. Weiterhin absorbieren die Federn während des anfänglichen Eingreifens der Zähne Energie; so bewegt sich die Kupplung axial gegen die Federkraft, wenn die längeren Zähne anfänglich ineinander greifen, bis die Drehgeschwindigkeiten synchron sind, was der Kupplung erlaubt, sich axial in die gewünschte Richtung zu bewegen. Die Federn üben daher eine axiale Kraft auf die Kupplung 50 aus. Sobald die unten beschriebenen Keilzähne auf den verschiedenen Elementen 52, 44, 46, 54, 34, die ineinander greifen sollen, ausgerichtet sind, drängt die Federkraft die Kupplung dazu, in einen Eingriff mit dem jeweiligen Element einzuschnappen. Wenn die Schaltgabel 62 nach links bewegt wird, übt in ähnlicher Weise die zweite Feder 64 über einen Anschlag 72 auf der Kupplung 50 eine nach links gerichtete Kraft auf die Kupplung 50 aus, um wie oben beschrieben eine geeignete Synchronisations- und Eingriffskraft bereit zu stellen.

Die federnde Verbindung 56 enthält vorzugsweise ferner einen Kugelschlossmechanismus 68 an der Schaltgabel 62. Der Kugelschlossmechanismus 68 ist aus einer Eingriffsposition in der Rille 70 auf der Kupplung 50 radial verschiebbar. Wenn der Motor 60 rotiert und die Schaltgabel 62 axial bewegt, was die Kupplung 50 nach rechts drängt, um das Zahnrad 54 in Eingriff mit dem Gehäuse 34 zu bringen, und wenn die Keilzähne auf dem Zahnrad 54 und Gehäuse 34 nicht synchronisiert sind, stehen sich die Keilzähne an ihren kegelförmigen Abschnitten einander axial gegenüber, wie weiter unten anhand von Fig. 4 beschrieben wird. Da der Motor 60 die Schaltgabel 62 nach rechts über die zentrierte "neutrale" Position hinaus bewegt, bevor die Drehgeschwindigkeiten synchronisiert sind, widersetzen sich die unsynchronisierten, gegenüberstehenden Keilzähne der axialen Bewegung der Kupplung 50. Dieser Widerstand lässt das Kugelschloss 68 aus dem Eingriff in der Rille 70 heraustreten, aber die axiale Feder 66 setzt die Ausübung einer axialen Kraft auf die Kupplung 50 fort, um das zweite Zahnrad 54 mit dem Gehäuse 34 in Eingriff zu bringen. Sobald die Drehgeschwindigkeiten synchronisiert sind, greifen die Keilzähne auf dem Zahnrad 54 an dem Gehäuse 34 ein, und die axiale Feder 66 zwingt die Kupplung 50 zur Bewegung nach rechts in einen Eingriff mit dem Gehäuse 34 und der Kugelschlossmechanismus 68 wird mit der Rille 70 ausgerichtet und greift in diese ein. In ähnlicher Weise wird die Schaltgabel 62 nach links bewegt, wenn das Sonnenrad 52 an dem Träger 46 eingreift. Der Kugelschlossmechanismus 68 verlässt die Rille 70 nach links, und die zweite Feder 64 zwingt die Kupplung 50 nach links, bis die Kupplung 50 mit dem Träger 46 synchronisiert ist und in diesen eingreift, was der Kupplung 50 erlaubt, die Rille 70 mit dem Kugelschlossmechanismus 68 der Schaltgabel 62 auszurichten.

Die Kupplung 50 ist in Fig. 3 in einer Position dargestellt, in der der Motor 60 die Schaltgabel 62 nach rechts bewegt und den Kugelschlossmechanismus 68 außer Eingriff gebracht hat.

Da das zweite Zahnrad 54 nicht mit dem Gehäuse 34 synchronisiert ist, nimmt das zweite Zahnrad 54, wie in Fig. 3 gezeigt, die links gelegene Position im Anschlag an das Gehäuse 34 ein. Wenn sich das zweite Zahnrad 54 mit dem Gehäuse 34 synchronisiert, bewegt sich das zweite Zahnrad 54 nach rechts, wie durch gestrichelte Linien dargestellt ist. Während dieser nach rechts gerichteten Bewegung bewegt sich das Sonnenrad 52 ebenfalls vom Träger 46 weg nach rechts. Wie in Fig. 3 gezeigt, nimmt während der Synchronisation der Kupplung 50 mit dem Gehäuse 34 das Sonnenrad 52 die zentrale Position ein, die im rechten Teil von Fig. 3 gezeigt ist. In dieser Position ist das Sonnenrad 52 axial ca. 2 mm vom Träger 46 entfernt und daher nicht mit dem Trä-

ger 46 in Eingriff, und der Antrieb befindet sich in einem "neutralen" Zustand. Wenn die Kupplung 50 nach rechts in die Untersetzungsposition, wie vorstehend beschrieben, oder nach links in die Direktantriebsposition, wie ebenfalls vorstehend beschrieben, bewegt wird, nimmt das Sonnenrad die entsprechenden gestrichelt dargestellten Positionen ein.

Das Ineinandergreifen der Elemente 52, 44, 46, 54, 34 wird durch eine Mehrzahl von umfänglich beabstandeten Keilzähnen gewährleistet. Wie in Fig. 4 dargestellt, ist das Sonnenrad 52 vorzugsweise integral mit der Hülse 50 ausgebildet. Wie in der Endansicht von Fig. 5 gezeigt, enthält das Sonnenrad 52 eine Mehrzahl von umfänglich beabstandeten Keilzähnen 51, 53. Die Zähne 51, 53 des Sonnenrades 52 haben flache Kontaktflächen für den Eingriff mit komplementären Zähnen, welche an den planetaren Ritzeln 44 und dem Träger 46 vorgesehen sind. Wie dem Fachmann bekannt ist, können die flachen Kontaktflächen der Zähne 51, 53 kleine spiralförmig geformte Rillen (nicht dargestellt) zur Förderung der Schmierung aufweisen.

In einer bevorzugten Ausgestaltung werden die Zähne mechanisch synchronisiert. Wie in Fig. 6 gezeigt ist, ist vorzugsweise jeder zweite Zahn 51 axial gegenüber dem benachbarten Zahn 53 zurückgezogen, so dass bei Synchronisationsgeschwindigkeiten die Blockierung leichter erreicht wird. Wenn die Drehzahlen, wie unten erläutert, elektronisch synchronisiert werden, sind die zurückgezogenen Zähne von geringerer Notwendigkeit. Wie in Fig. 4 gezeigt, weisen die Zähne des Sonnenrades 52 einen kegelförmigen Winkel 57 auf, welcher für die Synchronisation mit einem komplementären Kegelwinkel an den Zähnen des Trägers 46 optimiert ist. Die Zähne des Sonnenrades 52 weisen vorzugsweise weiterhin eine zugespitzte Oberfläche 59 an der Führungskante der Zähne 51, 53 auf, um das Zusammenwirken von Sonnenrad 52 und Träger 46 zu erleichtern. Der Keilzahnabstand ist in Hinblick auf ein minimales Spiel optimiert. Das zweite Paar von Zähnen 54 auf der Kupplung 50 ist ähnlich ausgebildet, um die Drehzahl der Kupplung 50 beim Eingreifen mit den Zähnen am Gehäuse 34 zu synchronisieren.

In einer anderen bevorzugten Ausgestaltung werden die Drehzahlen der Elemente 52, 44, 46, 54, 34 elektronisch unter Verwendung eines Motorreglers und/oder des Antiblockierbremsensystems des Kraftfahrzeuges synchronisiert. Gemäß Fig. 1 sind Sensoren 73, 74 vorgesehen, um die Drehzahl des Eingangs und des Ausgangs des Differentials 18 zu messen. Die Eingangsdrehzahl wird vorzugsweise durch Bestimmung der Ausgangsdrehzahl des Getriebes 12 unter Verwendung der Sensoren 73, 74 in bekannter Weise gemessen. Gemäß Fig. 2 ist basierend auf der Untersetzung des Eingangsritzels 36 die Drehgeschwindigkeit des Tellerrades 38 bekannt. Die Drehzahl der planetaren Ritzel 44, des Sonnenrades 52 und des Trägers 46 wird auf der Basis der Position der Kupplung berechnet, welche wie oben beschrieben einige der Elemente 52, 44, 46, 54, 34 wechselseitig verbindet und trennt.

Die Ausgangsgeschwindigkeit des Differentials 18 wird vorzugsweise durch Messen der Drehgeschwindigkeit des Rades 24 unter Rückgriff auf ein Antiblockiersystem (ABS) ermittelt, wie dem Fachmann bekannt und hier nicht ausführlich beschrieben. In einer bevorzugten Ausgestaltung enthält das ABS-System einen ABS-Sensor, der als Sensor 74 dargestellt ist. Die Geschwindigkeit des Rades 24 kann verwendet werden, um die Drehzahl des Trägers 46 abzuschätzen, wenn keine Differentialwirkung auftritt. Um somit die Synchronisation der Elemente 52, 44, 46, 54, 34 elektronisch zu regeln, können die Eingangsgeschwindigkeit des Eingangszahnades 36 oder die Ausgangsgeschwindigkeit des Differentials 18 kontrolliert werden. Wie anhand der

vorliegenden Beschreibung ersichtlich, können die Sensoren 73, 74 in verschiedenen Positionen angeordnet sein, um das die Eingangs- und Ausgangsdrehzahlen anzeigende Signal bereit zu stellen.

Vorzugsweise senden die Sensoren 73, 74 ein Signal an einen Computer 76, wie zum Beispiel eine Motorkontrolleinheit (ECU). Der Computer 76 bestimmt dann auf der Basis der Drehzahlen im Antriebsstrang, ob es angebracht ist, die Achse in einer Untersetzungs- oder in einer Direktantriebsposition zu betreiben. Nachdem diese Bestimmung durchgeführt worden ist, stellt der Computer 76 ein Signal bereit, um die Drehzahlen der Eingangs- oder Ausgangswelle zu regeln, damit die Drehung der Elemente 52, 44, 46, 54, 34 durch Regelung der Motordrehzahl, der Antiblockierbremsen oder des Getriebes synchronisiert wird. Die Drehzahlen werden so mittels der ECU zur Erhöhung oder Verminderung der Drehzahlen des Motors 10 oder des Getriebes 12 in bekannter Art synchronisiert, oder durch Verringerung der Ausgangsdrehzahl des Differentials 18 durch Verwendung des Antiblockiersystems (ABS) zum Aktivieren einer Bremse an einem oder mehreren der Hinterräder 48, 26 in einer ebenfalls dem Fachmann bekannten Weise. Wenn die Drehzahlen entsprechend synchronisiert sind, wird der Motor 60 durch den Computer 76 angewiesen, die Schaltgabel 62 in die gewünschte Position zur Erzeugung des passenden Übersetzungsverhältnisses zu bewegen.

In einer bevorzugten Ausführungsform ist ein weiterer Sensor 75 vorgesehen, um die Position der Schaltgabel 62 zu erfassen und um festzustellen, ob die Schaltgabel in der richtigen Position und vorzugsweise innerhalb des richtigen "Synchronisationszeitfensters" ist, um einen glatten Eingriff und das gewünschte Übersetzungsverhältnis zu erreichen. Dieses "Zeitfenster" ist in der Periode vorgesehen, in welcher die Drehzahlen im wesentlichen synchron sind. In Fig. 2 ist der Sensor 75 schematisch dargestellt als ein am Motor 60 vorgesehener Kodierer; dieser könnte jedoch auch in das Gehäuse eingebaut sein, um die Stellung der Gabel oder der Kupplung oder eines anderen Teils des Mechanismus zu erfassen. Die Drehzahlsensoren 73, 74 messen in diesem Fall die Drehzahlen, und der Computer 76 berechnet, ob das richtige Verhältnis tatsächlich eingestellt ist. Ein solcher Sensor 75 kann von bekannter Art sein, z. B. ein Kodierer (encoder), ein Linearpositionssensor, ein Halleffektsensor, ein Grenzscharter oder irgendeine andere bekannte Positionserfassungsvorrichtung.

Das vom Sensor 75 bereitgestellte Positionssignal wird vorzugsweise weiter verwendet, um den Regler in die Lage zu versetzen, die vom Motor 60 erzeugte axiale Verschiebungsgeschwindigkeit anzupassen und hierdurch den Mechanismus in der passenden axialen Position zu positionieren, wenn die Drehzahlen synchronisiert werden. Das heißt, die Wellendrehzahlen werden innerhalb eines kurzen "Zeitfensters" synchronisiert, in welchem die Vorrichtung vorzugsweise die Schaltgabel axial bewegt, um die Schalthärte abzumildern; der Motor 60 wird geregelt, um durch dieses "Zeitfenster", in welchem die Drehzahlen im wesentlichen synchron sind, die Verschiebung kontrolliert zu bewirken.

Die Auswahl des Übersetzungsverhältnisses kann automatisch ausgeführt werden, indem der Computer 76 wie oben beschrieben eine Verschiebung im passenden Zeitpunkt befiehlt. Andererseits kann eine solche Verschiebung manuell durch die Bedienungsperson durch Bewegung eines Hebels oder eines Schalters 78 in eine gewünschte Position befohlen werden, zum Beispiel durch Befehlen einer Untersetzungsposition. Vorzugsweise enthält der Schalter 78 eine digitale Anzeige, um das momentan aktive Verhältnis oder den Modus (wie Untersetzung oder Leistungsverhalten) anzuzeigen. Zum Beispiel kann ein Licht aufleuchten, wenn

die Untersetzung wirksam ist. Alternativ kann auf dem Instrumentenbrett ein Indikator vorgesehen sein, um das Verhältnis anzuzeigen.

Eine Achse gemäß der vorliegenden Erfindung kann dazu verwendet werden, die Anzahl der Übersetzungsverhältnisse in einem bestehenden Getriebe zu vervielfachen. In einer derartigen Anordnung kann ein Schalten der Achse gleichzeitig während eines Schaltens des Ganges im Getriebe befohlen werden, um das Übersetzungsverhältnis mittels der erfindungsgemäßen Achse zu multiplizieren und damit einen breiteren Übersetzungsbereich zu erhalten. Zum Beispiel kann der dritte Gang durch Verwendung der Achse reduziert werden, um ein resultierendes Antriebsverhältnis zwischen dem ersten und zweiten Getriebegang zu erzeugen. In einem solchen Fall würde die Bewegung des Handschalthebels an eine Position, welche zuvor die Position des zweiten Ganges war, das Einlegen des dritten Ganges verursachen und gleichzeitig das Schalten der Achse in eine Untersetzung. Auf die Bewegung des Schalthebels in die ehemalige Position des dritten Ganges hin würde der zweite Gang eingelegt und gleichzeitig die Achse in eine Direktantriebsposition geschaltet.

Obwohl die erfindungsgemäßen Konzepte hier mit Bezug auf ein Differential an einem Fahrzeug mit Hinterradantrieb beschrieben wurden, können diese auch bei anderen Antriebskonfiguration angewendet werden. Zum Beispiel kann die vorliegende Erfindung vor oder nach dem Getriebe entweder in einem Fahrzeug mit Frontradantrieb oder mit Hinterradantrieb hinzugefügt werden, um eine zusätzliche Gangreduktion oder eine Erhöhung der Anzahl der zur Verfügung gestellten Übersetzungsverhältnisse zu erreichen. Ein Beispiel einer derartigen Anwendung in einem Vorderradantrieb wird in der US 54 74 503 des Anmelders der vorliegenden Erfindung beschrieben, deren Offenbarung durch Bezugnahme in den vorliegenden Text aufgenommen wird. In einem solchen Fall umfasst der Eingang zu dem Planetengetriebe einen direkten Drehantrieb anstelle eines abgechrägten Ritzels gemäß Fig. 1. Das sekundäre Getriebe (oder Zweigang-Wechselgetriebe) stellt eine zusätzliche Reduktion zur Verfügung, um die Anzahl der verfügbaren Übersetzungsverhältnisse zu erhöhen. Eine Kupplung gemäß der vorliegenden Erfindung kann in einer Vorrichtung gemäß der US'503 vorgesehen sein, um den Ring mit der Einwegkupplung in Eingriff zu bringen, oder eine derartige Vorrichtung kann anstelle der Übertragungskupplung (transfer clutch) verwendet werden. Wie ersichtlich, kann mit der vorliegenden Erfindung die Anzahl der von einem derartigen Getriebe erzeugten Übersetzungsverhältnisse verdoppelt werden. Zum Beispiel kann ein Vierganggetriebe verwendet werden, um bis zu acht Vorwärtsübersetzungsverhältnisse unter Verwendung des sekundären Getriebes oder einer erfindungsgemäßen Achse bereit zu stellen. Ein sekundäres Getriebe für den Hinterradantrieb (alternativ Untergetriebe (subtransmission) oder Zweigang-Wechselgetriebe (two-speed gearbox) genannt) ist in den Fig. 7A-7D gezeigt. Die Fig. 7A und 7B zeigen eine erste Ausführungsform, während die Fig. 7C-7D eine zweite Ausführungsform darstellen. Die Bezugszeichen sind in den Fig. 7A-7D mit Ausnahme der unterschiedlich konstruierten Stellen gleich gewählt.

In einem sekundären Getriebe 712 gemäß der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb ist ein Schaltmechanismus 710 vorgesehen. Das sekundäre Getriebe 712 ist hinter dem primären Getriebe 12 gemäß Fig. 1 angeordnet. Vorzugsweise enthält das Getriebe 12 einen Flansch am rückwärtigen Ende. Optional kann das sekundäre Getriebe 712 wahlweise bei 713 an diesem angebracht werden, um zusätzliche Gangbereiche oder ein optionales

Übersetzungssystem (overdrive system) bereitzustellen. Die Schaltvorrichtung 710 ist in vielerlei Hinsicht der zuvor anhand der Fig. 2-6 beschriebenen Vorrichtung ähnlich, jedoch ist die Schaltgabel dieser Vorrichtung durch einen Hebel ersetzt, welcher an einem Kugelumlaufspindelantrieb 716 angebracht ist. Wenn sich der Motor 720 dreht, wird der Kugelumlaufspindelantrieb 716 axial bewegt. Hierdurch verschiebt sich das Ende des damit verbundenen Hebels 714.

Der Hebel 714 schwenkt um ein Gelenk 718, um das gegenüberliegende Ende des Hebels 714 um eine proportionale Distanz zu verschieben (der Hebel 714 bewegt sich natürlich auf einem Bogen, jedoch ist in diesem Fall nur der lineare Vektor von Interesse). Der Hebel 714 enthält ein zweigeteiltes Ende 722 (aus Gründen der Klarheit ist ein Ende in dem teilweisen Schnitt gestrichelt dargestellt), welches in eine ringförmige Rille 724 auf einer Hülse 726 eingreift, die in eine Kupplung 750 eingreift. Vorzugsweise enthält der Motor 720 einen schematisch dargestellten, bekannten Kodierer 721, um seine Drehposition zu bestimmen. Der Regler interpretiert vorzugsweise ein Signal vom Kodierer 721. Nach Bestimmung der Position des Motors 720 befiehlt der Regler dem Motor 720, die Kupplung innerhalb des "Zeitfensters", während dessen die Eingangs- und Ausgangsdrehzahlen im wesentlichen synchron sind, zu verschieben.

Die Kupplung 750 weist eine Keilverbindung 727 (splined connection) mit einem Sonnenzahnrad 752 auf. Wie ersichtlich, arbeitet diese Vorrichtung in einer ähnlichen Weise wie die vorstehend mit Bezug auf die Achse beschriebene Vorrichtung, so dass die Arbeitsweise hier nicht mehr ausführlich beschrieben wird. Wie in Fig. 7B gezeigt ist, wird die Kupplung 750 von der in Fig. 7A gezeigten Position, in welcher das Sonnenrad 752 und der Träger 746 festgestellt waren, in eine Position geführt, in welcher die Kupplung 750 in der Sichtweise von Fig. 7B nach rechts bewegt ist in eine Position, in der die Kupplung 750 antriebsmäßig vom Träger 746 gelöst ist. Vorzugsweise erzeugt dies eine Reduktion, um ein Untersetzungsverhältnis über das Planetengetriebe hinweg zu entwickeln. Der Fachmann kann in bekannter Weise eine Vielzahl von Reduktionen und Drehumkehrungen entwickeln, die hier nicht ausführlicher diskutiert werden.

Eine Druckfeder 730 ist zwischen der Hülse 726 und der Kupplung 750 vorgesehen und wirkt in einer ähnlichen Weise wie die Federn 64, 66, welche vorstehend anhand der Fig. 2 und 3 beschrieben wurden, indem sie an jedem der Enden 732, 734 eine federnde Verbindung zwischen dem vom Schaltmechanismus 710 bereitgestellten Eingangskraft und der Kupplung 750 zur Verfügung stellt. Weiterhin ist eine Schaltpositionsarretierung oder ein Kugelschlossmechanismus 736 vorgesehen, um die Kupplung 750 in einer ähnlichen Weise wie oben beschrieben zurück zu halten, um hierdurch den gewünschten Eingriff der Zahnräder aufrecht zu erhalten. Eine Schraube 738 ist vorgesehen, um den Kugelschlossmechanismus 736 auf der Kupplung 750 zu installieren. Diese wird in einer Ausgestaltung auch dazu verwendet, um die Kraft des Kugelschlossmechanismus einzustellen. Wie in Fig. 7A gezeigt, greift der Kugelschlossmechanismus in eine Rille eines Paares von Rillen auf der Hülse 750 ein, wobei jede Rille einer "Endarretierungsposition" entspricht, so dass der Kugelschlossmechanismus 736 in dieser Ausgestaltungsform mit einem Paar von Endrillen arbeitet im Gegensatz zu der zentralen Rille 70 aus Fig. 2. Wie in den Fig. 7A-7B dargestellt, umfasst der Eingriff der Planetenzahnräder einen schraubenförmigen Eingriff zwischen dem Sonnenzahnrad 752 (Teil der gekeilten 727 Hülse 750) und den Planeten 744. Wie der Fachmann erkennt, gewährleistet diese Konstruktion Axialdrucklager in Nachbar-

schaft zu den Zahnradern 752, 754, um die resultierenden Druckbelastungen aufzunehmen.

Die Fig. 7C-7D veranschaulichen eine Abwandlung der in den Fig. 7A-7B gezeigten Ausführungsform. In dieser Ausführungsform trägt die Kupplung 750' das Sonnenzahnrad 752', und die keilförmige Verbindung 727 der Fig. 7A und 7B ist beseitigt. Ein Merkmal dieser Ausgestaltung besteht darin, dass der Eingriff der Zahnäder zwischen dem Sonnenzahnrad 752' und dem Planetenzahnrad 744 ein einfaches Geradstirnradprofil (spur gear profile) enthält, wodurch die Verschiebung der Kupplung 750 direkt ermöglicht wird und irgendwelche axialen Belastungen minimiert werden. Das gerade Eingreifen der Geradstirnäder wie zum Beispiel des Sonnenrades 752' mit den Planeten 744 in den Fig. 7C-7D im Gegensatz zu der Ausgestaltung der Fig. 7A-B gewährleistet minimale axiale Zahnradreaktionen.

Weitere alternative Schaltvorrichtungen werden in den Fig. 10-12 gezeigt. Diese Ausgestaltungen sind den oben beschriebenen Vorrichtungen darin ähnlich, dass vielfach dieselben Komponenten verwendet werden, es werden jedoch im allgemeinen einfachere Schaltvorrichtungen verwendet. Diese Vorrichtungen sind zwar in Zusammenhang mit einem sekundären Getriebe dargestellt, der Fachmann erkennt jedoch, wie vorstehend beschrieben, die Anwendbarkeit auch bei anderen Vorrichtungen. In der Ausgestaltung gemäß Fig. 10A und 10B ist ein Elektromotor 720' durch eine Welle mit einem Getriebeglied 714' verbunden. Das Getriebeglied 714' hat die Form einer Schaltgabel und greift in einen Schlitz in der Kupplung 750" durch eine Schnappvorrichtung 724' ein. Die Schnappvorrichtung 724' stellt eine federnde Verbindung zwischen dem Getriebeglied 714' und der Kupplung 750 ähnlich den oben beschriebenen Ausgestaltungen zur Verfügung und wird daher hier nicht detaillierter beschrieben.

In den Ausgestaltungen der Fig. 11A und 11B ist ein Elektromotor 720' mit einem Reduktionsgetriebe 716' verbunden, welches nachfolgend mit einem Getriebeglied 714' verbunden ist. Das Getriebeglied 714' hat die Form einer Schaltgabel und greift in einen Schlitz in der Kupplung 750" durch eine Schnappvorrichtung 724' ein. Ein schematisch bei 721' dargestellter Kodierer erfasst die Position des Getriebes 716' oder alternativ die des Motors 720'. Die Schnappvorrichtung 724' stellt eine federnde Verbindung zwischen dem Getriebeglied 714' und der Kupplung 750" ähnlich den vorstehend beschriebenen Ausgestaltungen zur Verfügung; diese wird daher nicht detaillierter beschrieben.

In den Ausgestaltungen gemäß Fig. 12A, 12B und 12C ist ein Elektromotor 720' mit einem exzentrischen Gelenk 723 verbunden, welches nachfolgend mit einem Getriebeglied 714' verbunden ist. Das Getriebeglied 714' hat die Form einer Schaltgabel und greift in einen Schlitz der Kupplung 750" durch eine Schnappvorrichtung 724' ein. Die Schnappvorrichtung 724' stellt eine federnde Verbindung zwischen dem Getriebeglied 714' und der Kupplung 750" ähnlich den oben beschriebenen Ausgestaltungen zur Verfügung und wird daher an dieser Stelle nicht detaillierter beschrieben. Das Getriebeglied 714' dreht sich um ein Gelenk 725, um eine Verschiebung der Kupplung 750" zu bewirken. Die exzentrische Vorrichtung ist in Fig. 12C von rechts nach links in einer Endansicht einer mittleren Position und in einer Seitenansicht derselben Position dargestellt. Wenn der Motor 720' rotiert, dreht sich die exzentrische Gelenkvorrichtung 723 in einem zweigeteilten Ende 729 des Getriebegliedes 714', wodurch die Drehung des Getriebegliedes 714' um das Gelenk 725 hervorgerufen wird.

Zu der Zeit, zu der die Schaltgabel in ihren "arretierten Endpositionen" ist, erzeugt der exzentrische Nockeneffekt bei dieser Ausführungsform vorzugsweise eine zusätzliche

Verschiebungskraft, welche erforderlich ist, um den Kugelschlossmechanismus 738 zu überwinden, so dass die Kugel aus der Arretierung gezwungen wird und hierdurch die Drehmomentanforderung für eine Schaltung an den Elektromotor 720' reduziert wird. Auf diese Weise kann ein kleinerer Motor 720' verwendet werden und/oder die Getriebeuntersetzung 716' (vgl. Fig. 11B) kann reduziert oder eliminiert werden.

Bei der vorliegenden Erfindung kann weiterhin ein Adapter verwendet werden, der auf ein existierendes Getriebegehäuse geschraubt werden kann und hierdurch keine weiteren Modifikationen am Getriebe erfordert, insbesondere in dem Falle, dass die Vorrichtung in der Produktion optional eingesetzt wird.

Wie schematisch anhand von Fig. 7E in einer bevorzugten Ausführungsform dargestellt ist, können die sekundären Getriebe 712 von Fig. 7A-7D in Kombination mit einem am Motor 10" angebrachten Automatikgetriebe 12' verwendet werden. In dieser Anordnung ist die elektronische Regelungslogik des Getriebes 12' vorzugsweise darauf eingerichtet, die Gangschaltungsreihenfolge und den Kupplungsschlupf in bekannter Weise zu ändern, um die Synchronisation in den Eingangs- und Ausgangswellendrehzahlen während einer Schaltung des sekundären Getriebes 712 weiter zu verbessern und um hierdurch die Schaltungsglattheit des sekundären Getriebes 712 zu verbessern, wodurch die Schaltungen in koordinierter Weise ausgeführt werden. Die Getriebe Regelungen können in Verbindung mit den Motor- und Antiblockierregelungen wie vorstehend beschrieben verwendet werden.

Wie oben beschrieben, können äußerst glatte Schaltungen der Vorrichtungen der Fig. 7A-7D erreicht werden, indem die Drehzahlen der Eingänge und Ausgänge vor einem Eingreifen des Schaltmechanismus 710 nahezu synchronisiert werden. Dieses wird, wie dem Fachmann bekannt ist, am besten durch Überwachung der Eingangs-/Ausgangsdrehzahlen unter Verwendung von Sensoren erreicht, zum Beispiel unter Verwendung des Getriebesensors 761 und des Gelenkwellensensors 762. Beispiele solcher Sensoren sind ABS-Sensoren, Turbinendrehzahlsensoren oder andere bekannte Sensoren, welche dazu verwendet werden, Drehzahlen einer Fahrzeuggelenkwelle zu messen. Ein Regler 763 empfängt Signale von den Sensoren und passt die Eingangs-/Ausgangsdrehzahlen durch Regelung der Drehzahlen des Motors 10' und/oder der Räder 24'-30' an. Ein derartiger Regler 763 enthält einen oder mehrere bekannte Regler wie zum Beispiel einen Motorregler, einen Antiblockierregler, einen (Automatik-)Getriebe regler oder einen Traktionskontrollregler (traction control controller) (unter Verwendung von ABS und/oder Motorreglern), während er vorzugsweise gleichzeitig die Drehzahl des Schaltmotors durch Überwachung des Schaltmotorpositionssensors 721' anpasst, um eine adäquate Zeit für Drehzahländerungen der Eingangs-/Ausgangswelle zu ermöglichen, um deren Drehzahlen im wesentlichen zu synchronisieren. Gleichzeitig passt der Regler die Drehzahl des Schaltmotors an, um eine adäquate Zeit für Änderungen der Eingangs-/Ausgangswellendrehzahlen zu gewähren, bevor die Kupplung in Position gedrängt wird, wodurch deren Eingreifen geglättet wird. Die Vorrichtung 710 gewährleistet eine Einschnapp-Schaltung wie vorstehend beschrieben, so dass die Drehzahlen für einen Eingriff nicht synchronisiert werden müssen. Durch Regelung des Motors 720 kann das Eingreifen jedoch zeitlich abgestimmt werden, um ein glattes Schalten zu ermöglichen.

Eine beispielhafte Logik ist in dem Flussdiagramm gemäß Fig. 9 dargestellt. Gemäß Fig. 9 wird bei 771 eine Eingabe entweder manuell oder unter Verwendung eines oben

beschriebenen Reglers bereit gestellt, um anzuzeigen, dass ein Schalten erwünscht ist. Vorzugsweise ist die Position des Schaltmotors bekannt **772**, und der Motor wird bei **773** angewiesen, eine Verschiebung in die Richtung zur Ausübung der Schaltung zu veranlassen. Der Motor wird jedoch zunächst nur zur vorstehend beschriebenen "Neutral plus"-Position bewegt und nicht vollständig in die geschaltete Position. Zu diesem Zeitpunkt vergleicht der Regler die Drehzahlen **774** und bestimmt bei **775**, ob die Wellendrehzahlen ausreichend synchronisiert sind. Wenn dies der Fall ist, wird der Schaltmotor bei **779** angewiesen, den Schaltvorgang zu vollenden. Andernfalls regeln ein oder mehrere Regler wie der Motor- (ECU/EEC) und/oder Getrieberegler **776** oder der ABS und/oder Zugleistungsregler (TC) **777** eine oder mehrere Drehzahlen **778** wie oben beschrieben, um die Drehzahlen zu synchronisieren, welche bei **774-775** erneut verglichen werden. Der Schaltvorgang wird vervollständigt **779**, sobald die Drehzahlen akzeptabel sind.

Wie in Fig. 8 dargestellt ist, kann eine erfindungsgemäße Schaltvorrichtung **810** auch in einem Allradverteilergetriebe (four wheel drive transfer gearbox) eingesetzt werden. Die planetaren Zahnräder **812** stellen in diesem Fall eine Getriebereduktion in einem Verteilergetriebe bereit, um eine Reduktion von einem hohen Allradverhältnis zu einem niedrigen Allradverhältnis in einer dem Fachmann bekannten Weise zu gewährleisten. Eine derartige Vorrichtung ist aus der US 47 18 303 bekannt, welche durch Bezugnahme in die vorliegende Anmeldung eingeschlossen wird. Der Kupplungsmechanismus, welcher in der US'303 durch Kupplungsplatten verwirklicht ist, wird jedoch durch den erfindungsgemäßen Schaltmechanismus **810** ersetzt.

Eine Vorrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung ermöglicht eine Schaltung in entweder einen Allradmodus oder einen Allradmodus mit Untersetzung (4WD Low reduction), während sich das Fahrzeug bewegt, da durch die Synchronisationsvorrichtung und die vorliegend offenbarten Techniken eine derartige Reduktion in einem Verteilergetriebe in einer glatten Weise gewährleistet ist. Die Funktionsweise dieser Vorrichtung ist ähnlich derjenigen der anderen vorstehend beschriebenen Vorrichtungen und wird daher nicht detailliert erläutert. Ein elektrischer Motor **820** wirkt auf ein Reduktionsgetriebe **821** mit einem internen Sensor (nicht dargestellt) zur Detektion der Position, um eine rotierende Nockenvorrichtung **816** ähnlich der oben beschriebenen zu bewegen. Die rotierende Nockenvorrichtung **816** enthält eine Nockenfolgerhülse (cam follower sleeve) am Ende der Schaltgabel **862**, um eine Schaltgabel **862** so zu betätigen, dass eine vorgespannte Kupplung **850** wie oben beschrieben verschoben wird. Die Kupplung **850** ist mit der Ausgangswelle keilverzahnt **827** (splined), so daß eine axiale Bewegung bei gleichzeitiger Drehkopplung gewährleistet ist. Die Kupplung **850** greift in dem Planetenträger **846** zwecks Reduzierung über das planetare Getriebe im niedrigen Allradbereich ein, oder die Kupplung greift alternativ in das Sonnenrad **852** für den hohen Allradbereich oder Zweiradantriebsbereich ein (in dieser alternativen Stellung nicht dargestellt). Der Fachmann erkennt, dass diese Vorrichtung gleichermaßen wie vorstehend beschrieben für ein sekundäres Getriebe für eine Getriebereduktion in einem 2WD-Modus oder für ein 2WD-System (gegenüber dem 4WD-System von Fig. 8) angewendet werden kann. In Fig. 8 ist eine separate Vorrichtung **870** vorgesehen, um die 4WD-Eigenschaft einzustellen. Diese Vorrichtung **870** kann ähnlich der oben beschriebenen Einschnappvorrichtung oder entsprechend einer herkömmlichen, dem Fachmann bekannten 4WD-Einstellung ausgebildet sein.

Obwohl dies nicht eigens dargestellt ist, kann die vorliegende Erfindung auch in einem Vorlegewellengetriebe

(layshaft transmission) verwendet werden, um ein radial gelagertes Zahnrad mit einer relativ hierzu rotierenden Welle zum Eingriff zu bringen und hierdurch einen typischerweise verwendeten blockierten Synchronisierer zu ersetzen.

Der offenbarte Mechanismus ist in der Lage, die relativ zueinander rotierenden Elemente bei verhältnismäßig hohen Drehzahlunterschieden zuverlässig in Eingriff zu bringen, wobei ein solcher Eingriff durch den Fahrer oder die Passagiere des Kraftfahrzeuges jedoch als zu hart wahrgenommen werden kann. Eine bevorzugte Ausgestaltung enthält daher weiterhin eine Synchronisation der Drehzahlen vor dem Eingriff. Diese oben beschriebenen und dem Fachmann erkennbaren Verfahren enthalten die Verwendung einer Motordrehzahlregelung durch das Kraftübertragungsregelungsmodul, durch ABS-Systeme oder durch Traktionsleistungsregelungssysteme. Durch Verwendung dieser Techniken kann die Glattheit des Eingreifens und damit das Empfinden der Schaltung durch die Passagiere des Fahrzeuges verbessert werden. Vorzugsweise werden die Möglichkeiten zur Glättung der Schaltung eines Automatikgetriebereglers und -mechanismus auch dazu verwendet, eine Vorrichtung zu synchronisieren und ein weiches Eingreifen zu gewährleisten.

Patentansprüche

1. Sekundäres Getriebe in einem Gehäuse (**34**), enthaltend:
eine drehbar um eine Achse gelagerte Eingangswelle (**14**);
eine zweite relativ rotierende Welle (**48**), welche antreibbar mit der Eingangswelle verbindbar ist;
eine Kupplung (**50**) zum wechselseitigen Verbinden und Trennen der Wellen, welche einen ersten Keilzahn mit einer ersten axialen Länge sowie einen zweiten Keilzahn mit einer zweiten axialen Länge, welche länger als die des ersten Keilzahnes ist, und mit einem kegelstumpfförmigen Ende aufweist, wobei eine der Wellen eine Mehrzahl von dritten Keilzähnen zum Eingriff mit den Keilzähnen der Kupplung aufweist, wobei die dritten Keilzähne eine komplementäre kegelstumpfförmige Form aufweisen;
einen beweglichen Selektor zur Betätigung der Kupplung, um die Wellen gegenseitig zu verbinden und zu trennen; und
eine federnde Verbindung (**56**) zwischen der Kupplung und dem Selektor.
2. Getriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass, die zweiten und dritten Keilzähne zugespitzte Keilzähne mit flachen Kontaktflächen und einer Mehrzahl von abwechselnden Keilzähnen (**51**, **53**), welche zur Unterstützung der Synchronisation axial zurückspringen, aufweisen.
3. Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, gekennzeichnet durch einen Computer (**76**) zur Regelung der Drehzahlen der Eingangswelle (**14**) und/oder der zweiten Welle (**48**) zwecks Synchronisation der Drehzahlen der Wellen für die gegenseitige Verbindung.
4. Getriebe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Computer (**76**) gleichzeitig die axiale Bewegung des Selektors (**62**) regelt, während er im wesentlichen die Drehzahlen der Wellen synchronisiert.
5. Getriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplung (**50**) durch eine Schaltgabel (**62**) axial bewegt wird, und dass der Selektor einen federgespannten Kugelschlossmechanismus (**68**) aufweist, um die Schaltgabel und die Kupplung axial zum Eingriff zu bringen, damit die

relative axiale Bewegung zwischen der Kupplung und der Gabel gehemmt wird.

6. Getriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Schaltmechanismus ein Räderwerk zwischen den Wellen (14, 48) 5 enthält, welches dazu eingerichtet ist, eine Direktantriebsverbindung zwischen den Wellen herzustellen, wenn die Wellen wechselseitig verbunden sind, und die zweite Welle (48) relativ zur Eingangswelle (14) zu untersetzen, wenn die genannten Wellen wechselseitig 10 getrennt sind und ein Element (46) des Räderwerks mit dem Gehäuse (34) verbunden ist, wobei der Selektor die Kupplung (50) betätigt, um die Wellen wechselseitig zu verbinden und zu trennen, wobei die Kupplung die Wellen wechselseitig verbindet, um einen Direktantrieb zu erzeugen, und die Wellen wechselseitig 15 trennt und das Element des Räderwerks mit dem Gehäuse verbindet, um ein Untersetzungsverhältnis durch das Räderwerk zu erzeugen.

7. Getriebe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplung eine Hülse (50) enthält, welche abwechselnd gleitend mit den Wellen (14, 48), dem Element des Räderwerks (46) und dem Gehäuse (34) in Eingriff gebracht werden kann.

8. Getriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Selektor enthält:

eine Schaltgabel (62) für das axiale Verschieben der Kupplung;

einen Aktuator (60) zum Bewegen der Schaltgabel; und

eine axiale Feder (64, 66) zwischen entweder dem Aktuator und der Schaltgabel oder zwischen der Schaltgabel und der Kupplung, um die Kupplung axial federnd zu drücken, wenn die Schaltgabel axial bewegt wird.

9. Getriebe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die axiale Feder (64, 66) komprimiert wird, um im wesentlichen ein sofortiges Eingreifen der Kupplung zu gewährleisten, wenn die Drehzahlen der Wellen (14, 48) im wesentlichen synchronisiert sind.

10. Getriebe nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Selektor weiterhin ein federvorgespanntes Kugelschloss (68) enthält, um die Schaltgabel (62) und die Kupplung (50) axial in Eingriff zu bringen, damit eine relative axiale Bewegung zwischen der Kupplung und der Schaltgabel gehemmt wird.

11. Getriebe nach mindestens einem der Ansprüche 9 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Aktuator einen Motor (60) für die axiale Bewegung der Schaltgabel (62) enthält.

12. Getriebe nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Motor (60) durch den Computer (76) geregelt wird, um die Drehzahl und die Leistungsabgabe durch den Motor zu kontrollieren.

13. Getriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass dieses einen Computer (76) zur Regelung der Drehzahlen der Eingangswelle (14) und/oder der zweiten Welle (48) aufweist, um die Drehzahlen der Wellen für eine gegenseitige Verbindung zu synchronisieren.

14. Getriebe nach Anspruch 13, wobei der Computer (76) ein Antiblockiersystem zur Regelung der Drehzahl der zweiten Welle (48), ein Zugleistungsregelungssystem zur Regelung der Drehzahl der zweiten Welle, einen Motorregler zur Regelung der Drehzahl der Eingangswelle (14) und/oder einen Getrieberegler zur Regelung der Drehzahl der Eingangswelle aufweist.

15. Getriebe nach mindestens einem der Ansprüche 11

bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Aktuator ein gelenkig angeordnetes Getriebeglied (63) zwischen dem Motor (60) und der Schaltgabel (62) zur Betätigung der Schaltgabel aufweist.

16. Getriebe nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass das gelenkig gelagerte Getriebeglied des Aktuators vom Gehäuse drehbar getragen wird, und dass ein exzentrischer Nocken zwischen dem Motor und dem gelenkig gelagerten Getriebeglied oder dem gelenkig gelagerten Getriebeglied und der Schaltgabel vorgesehen ist.

17. Sekundäres Getriebe in einem Gehäuse, enthaltend:

eine drehbar um eine Achse gelagerte Eingangswelle (14);

eine zweite relativ rotierende Welle (48), welche antreibbar mit der Eingangswelle verbindbar ist;

eine Kupplung zum wechselseitigen Verbinden und Trennen der Wellen, welche einen Schnappeingriff hat, um die Wellen antreibbar zu verbinden;

einen beweglichen Selektor, um die Kupplung zur wechselseitigen Verbindung und Trennung der Wellen zu betätigen; und

einen Regler (76) zur Regelung einer Eingriffszeitsteuerung und Eingriffsgeschwindigkeit der Kupplung beim Verbinden der Wellen.

18. Sekundäres Getriebe nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass der Regler eine Drehzahl der Wellen während des Eingriffs der Kupplung synchronisiert.

19. Verfahren zur Schaltung von Gängen in einem Automatikgetriebe (12'), welches eine Motorausgangswelle mit einer Antriebswelle antreibbar verbindet, enthaltend die Schritte:

Bereitstellung eines sekundäres Getriebes (712) in Reihe mit dem Automatikgetriebe, wobei das sekundäre Getriebe eine schaltbare Kupplung für das Eingreifen einer Getriebereduktion über das sekundäre Getriebe aufweist; und

Regelung der Drehzahl der Motorausgangswelle und/oder der Antriebswelle, während das Eingreifen der Kupplung geregelt wird.

20. Verfahren nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplung so geschaltet wird, dass sie ein Untersetzungsverhältnis bereitstellt.

Hierzu 14 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

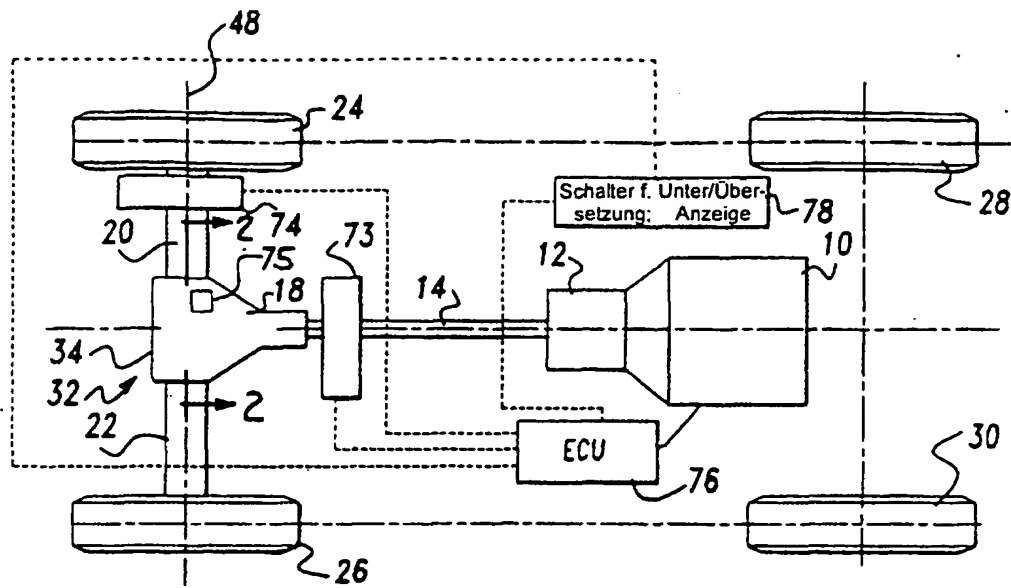


Fig-1

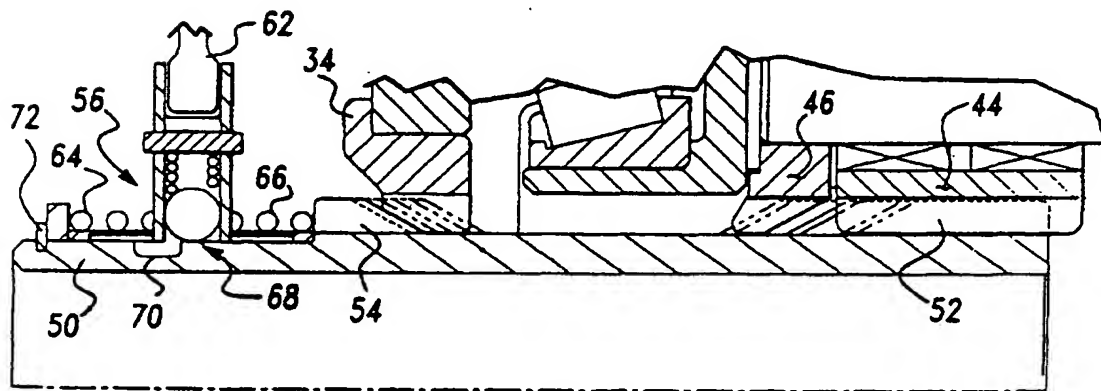
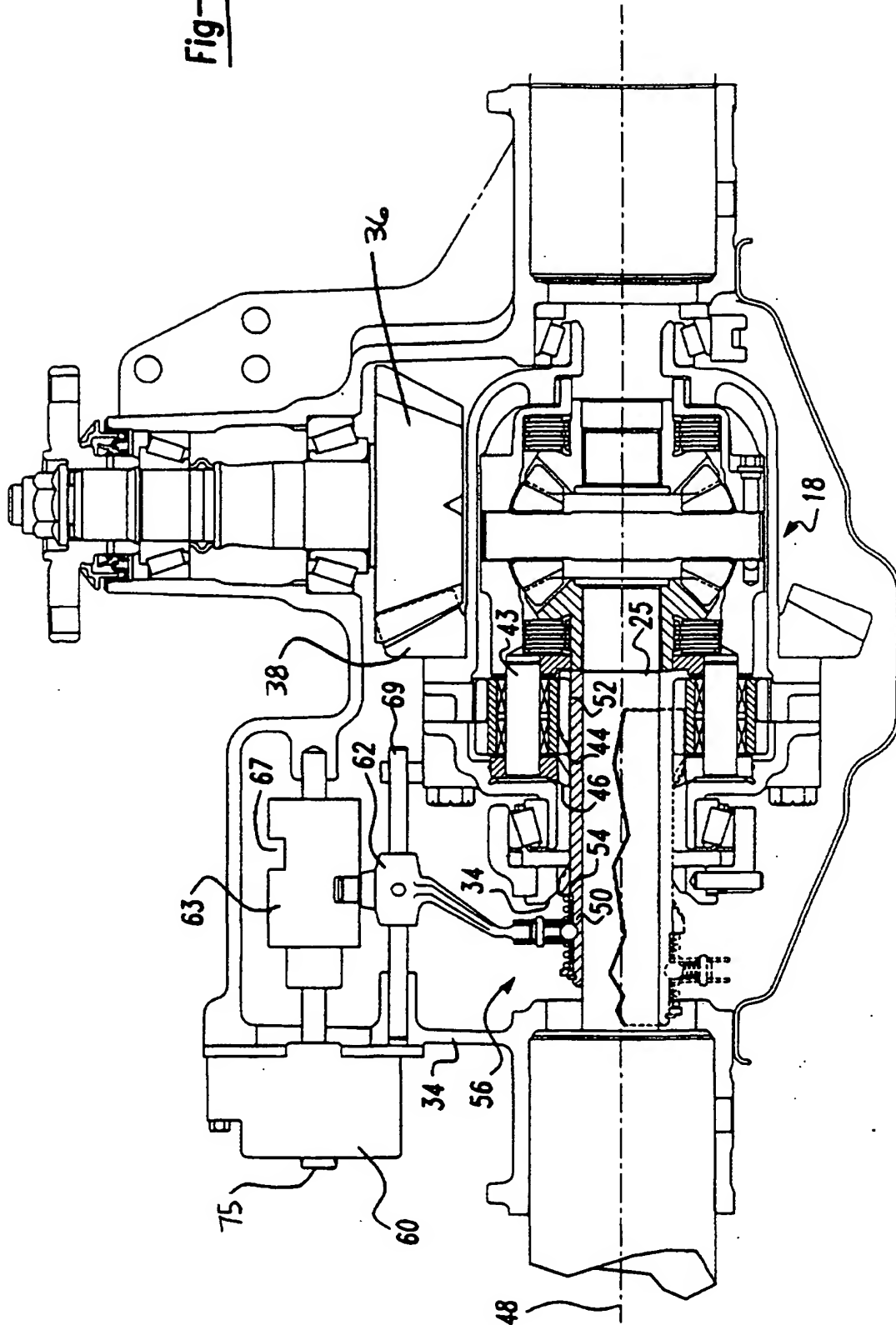


Fig-3

Fig-2



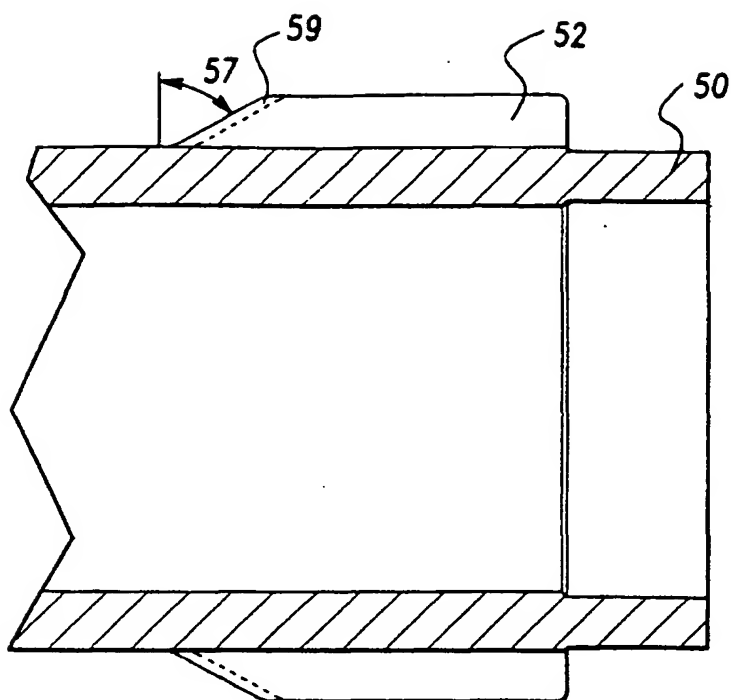


Fig-4

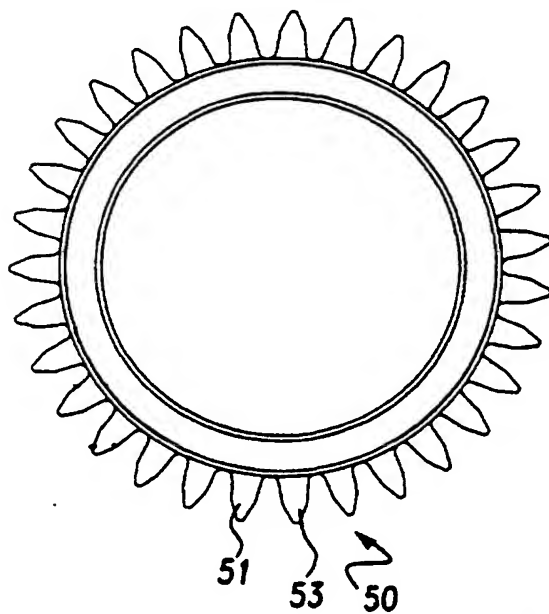


Fig-5

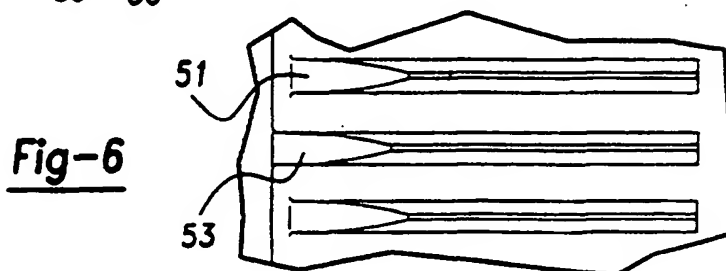


Fig-6

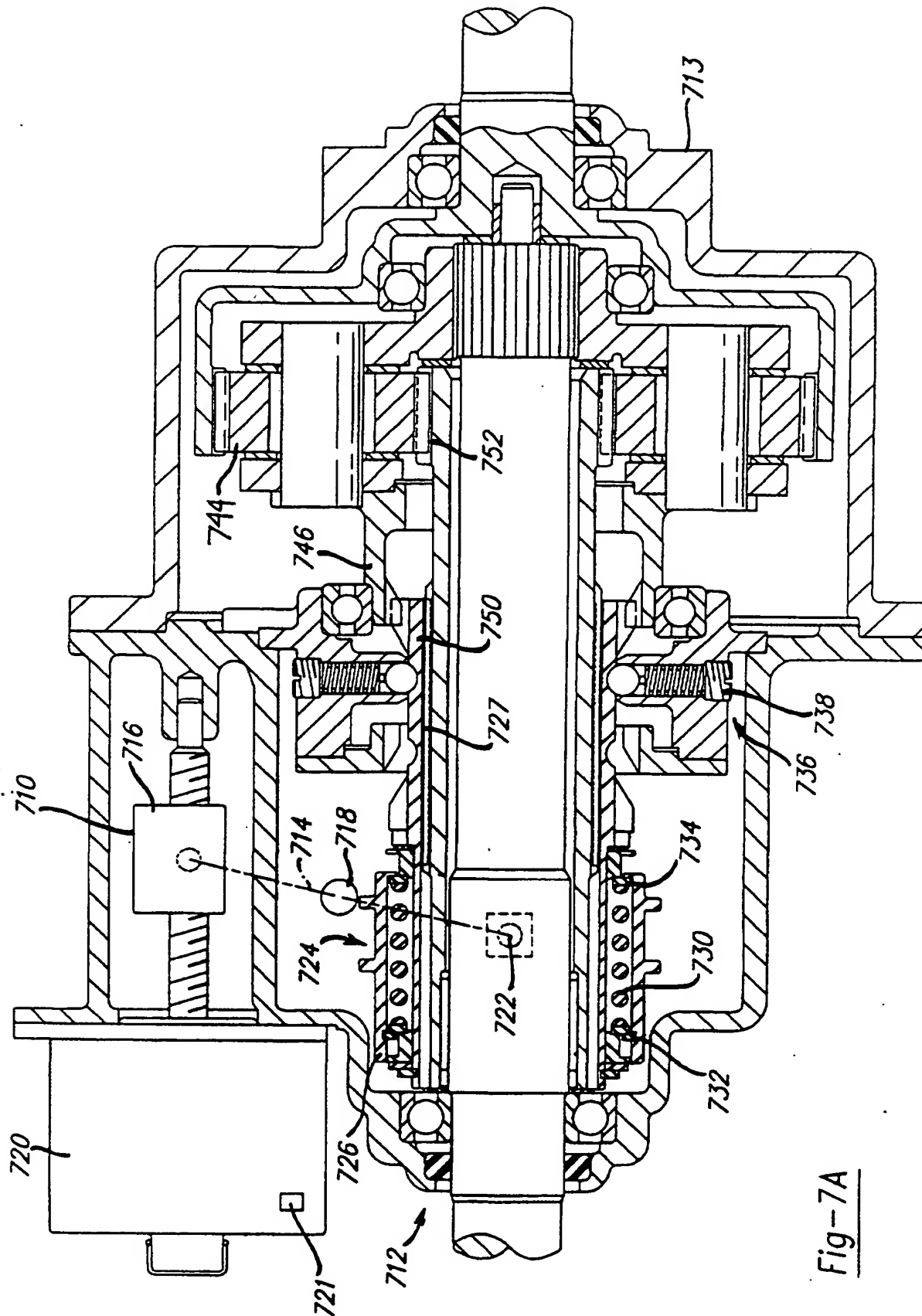


Fig-7A

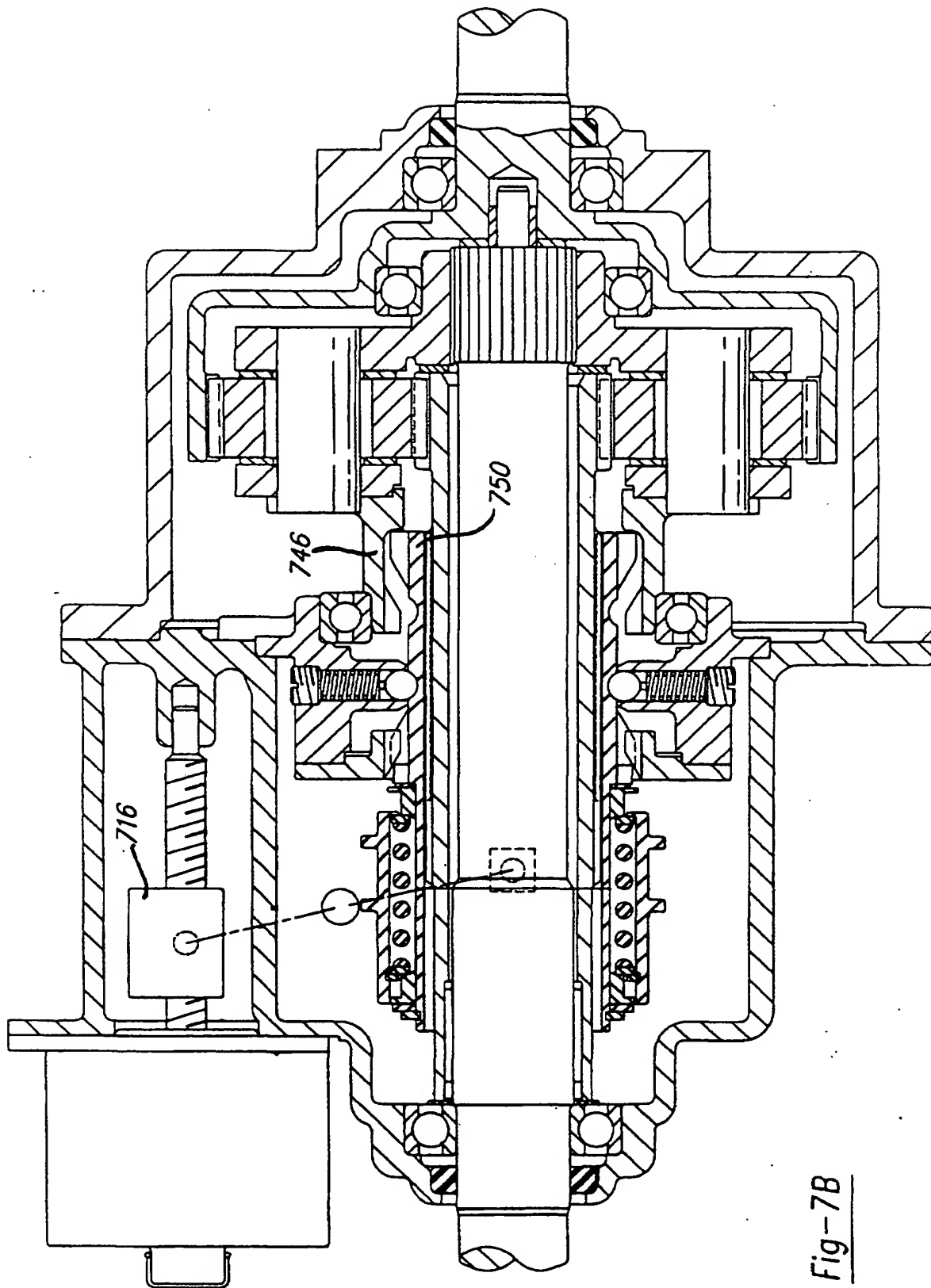


Fig-7B

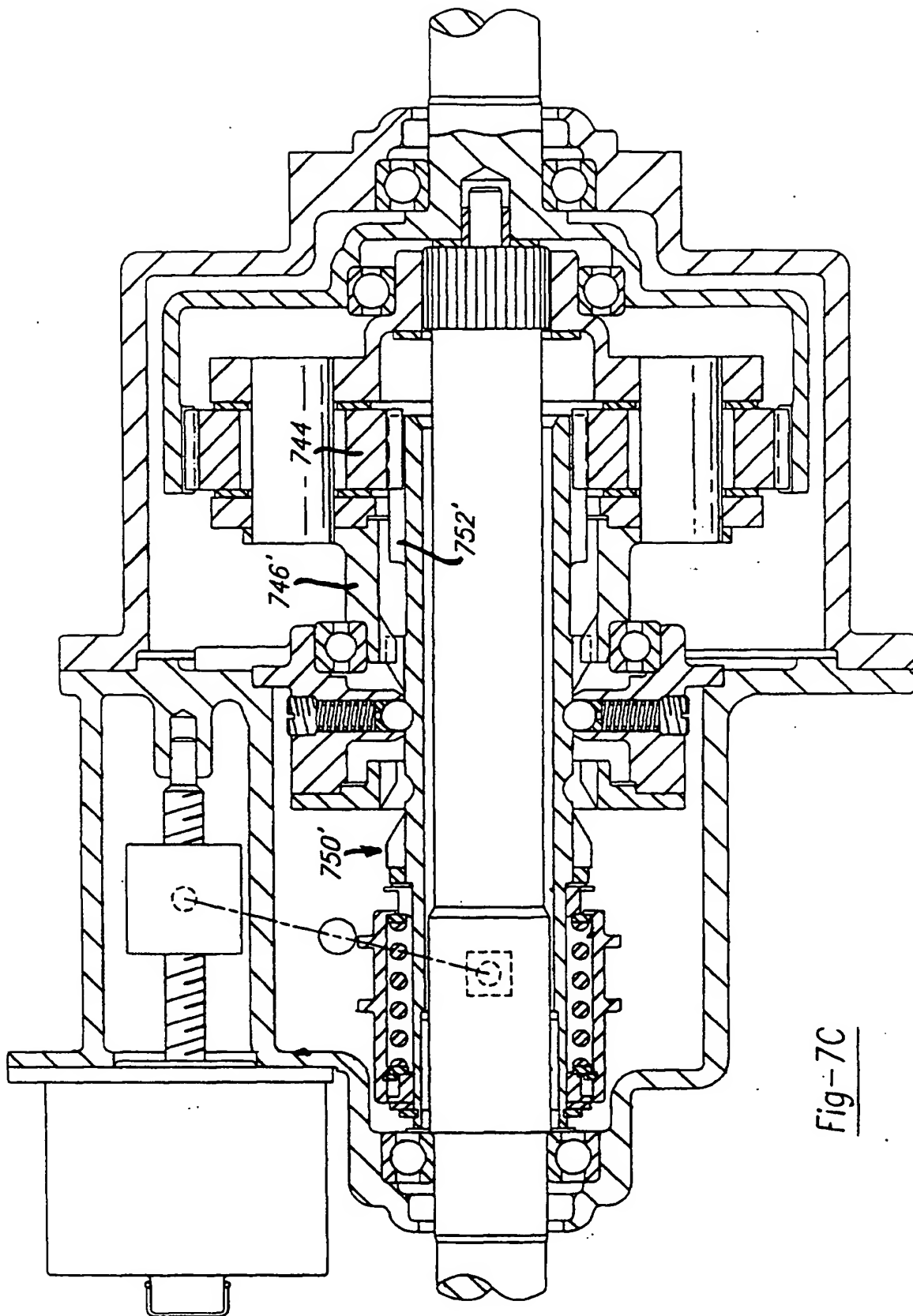


Fig-7C

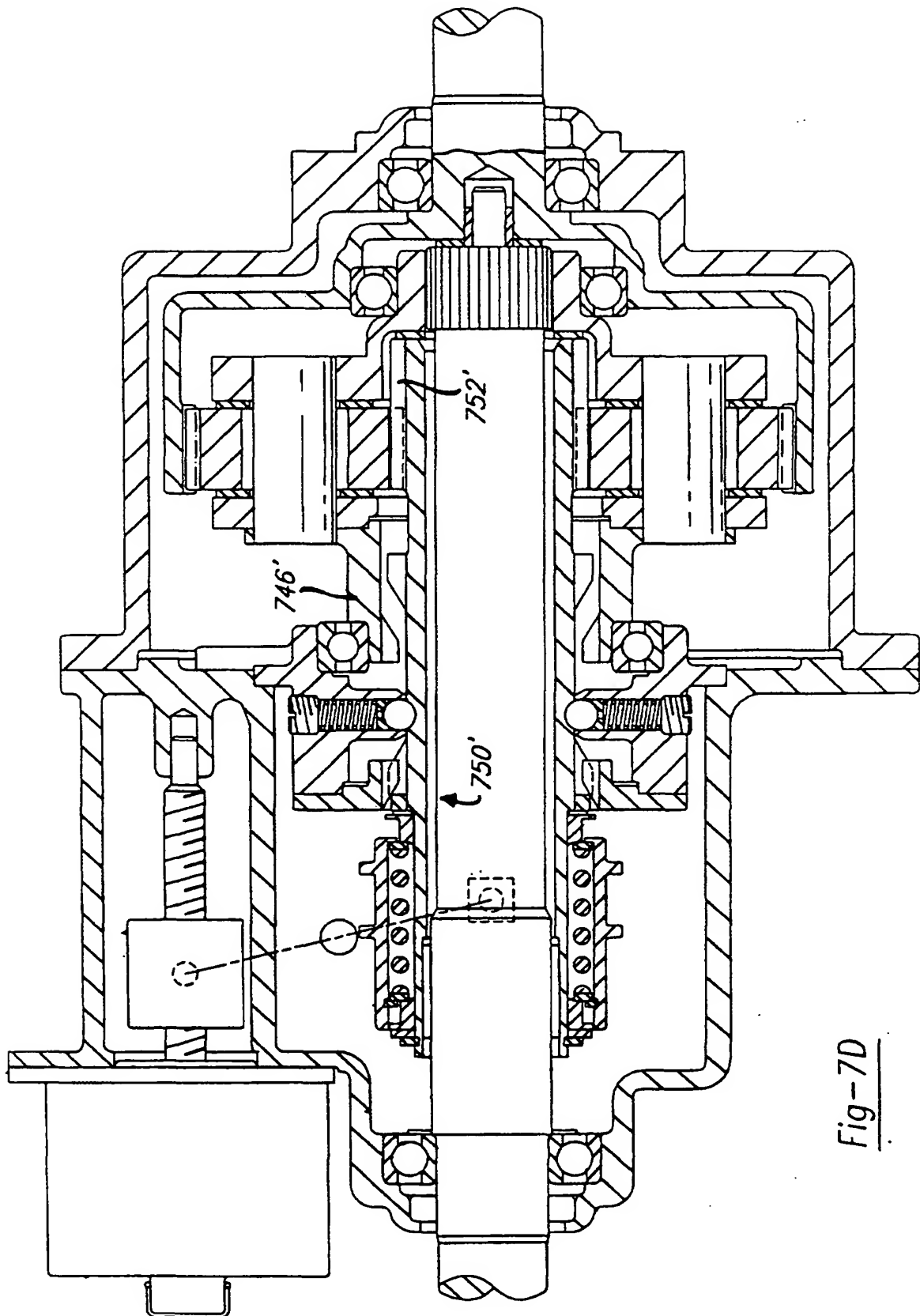


Fig-7D

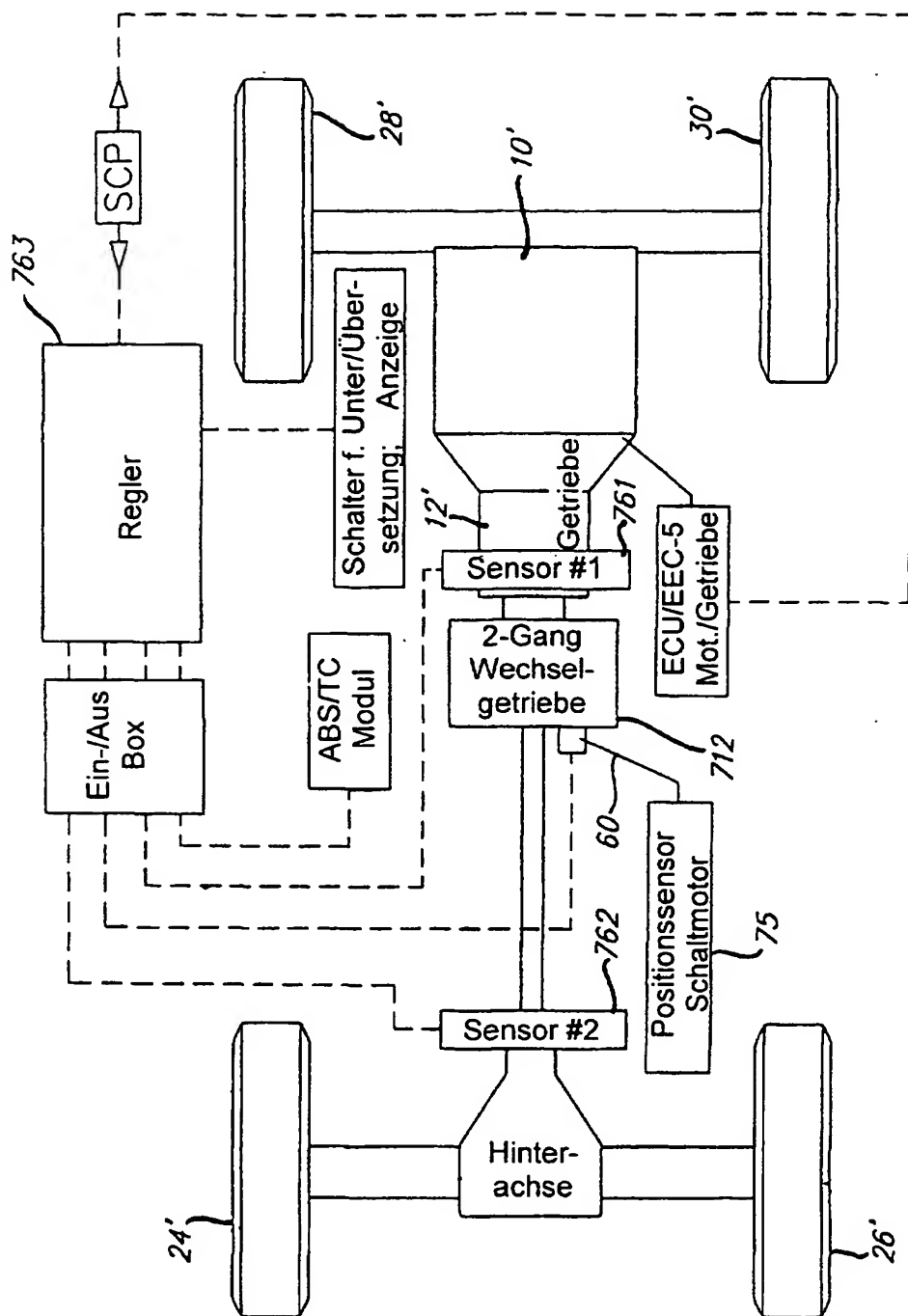
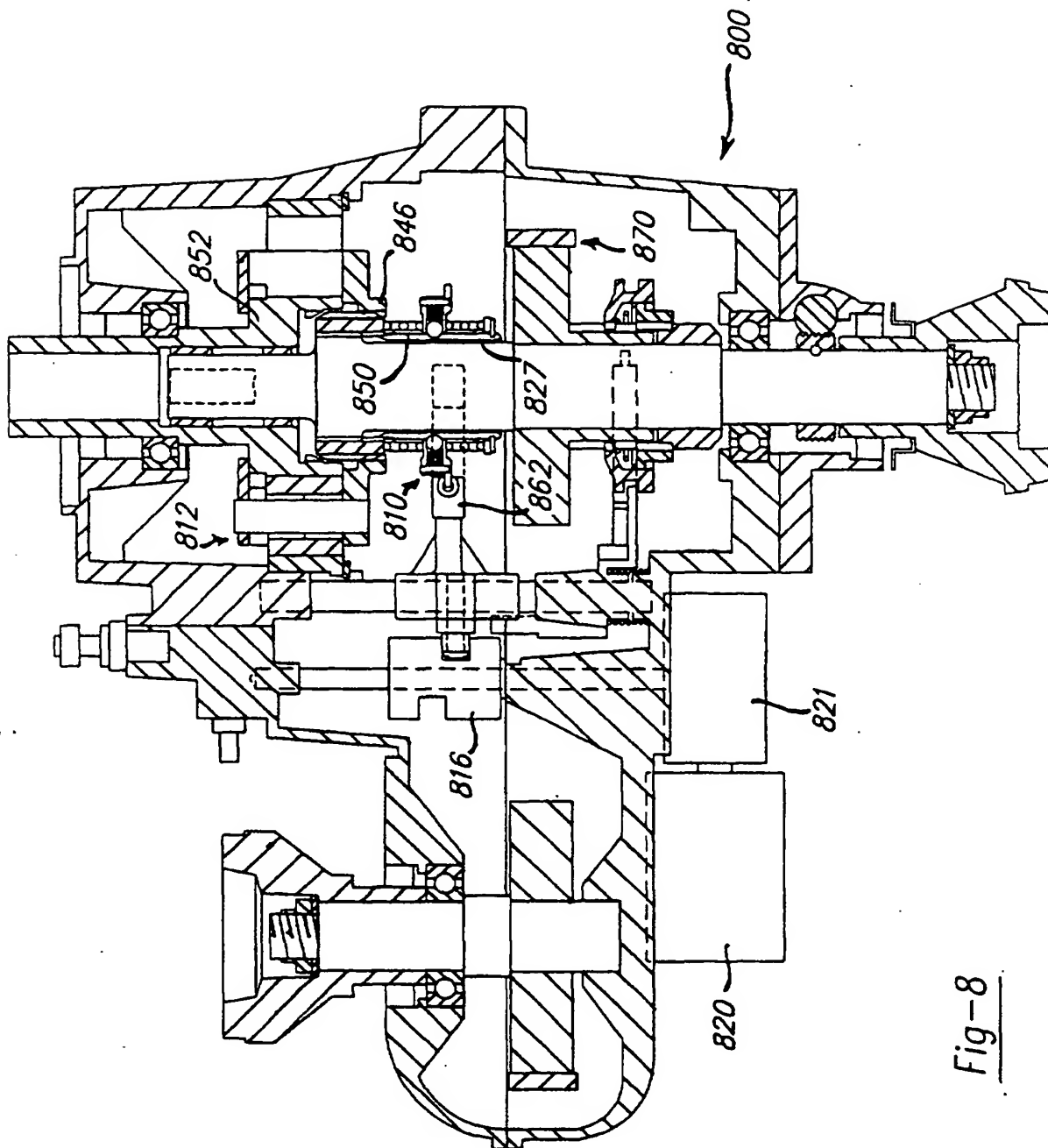
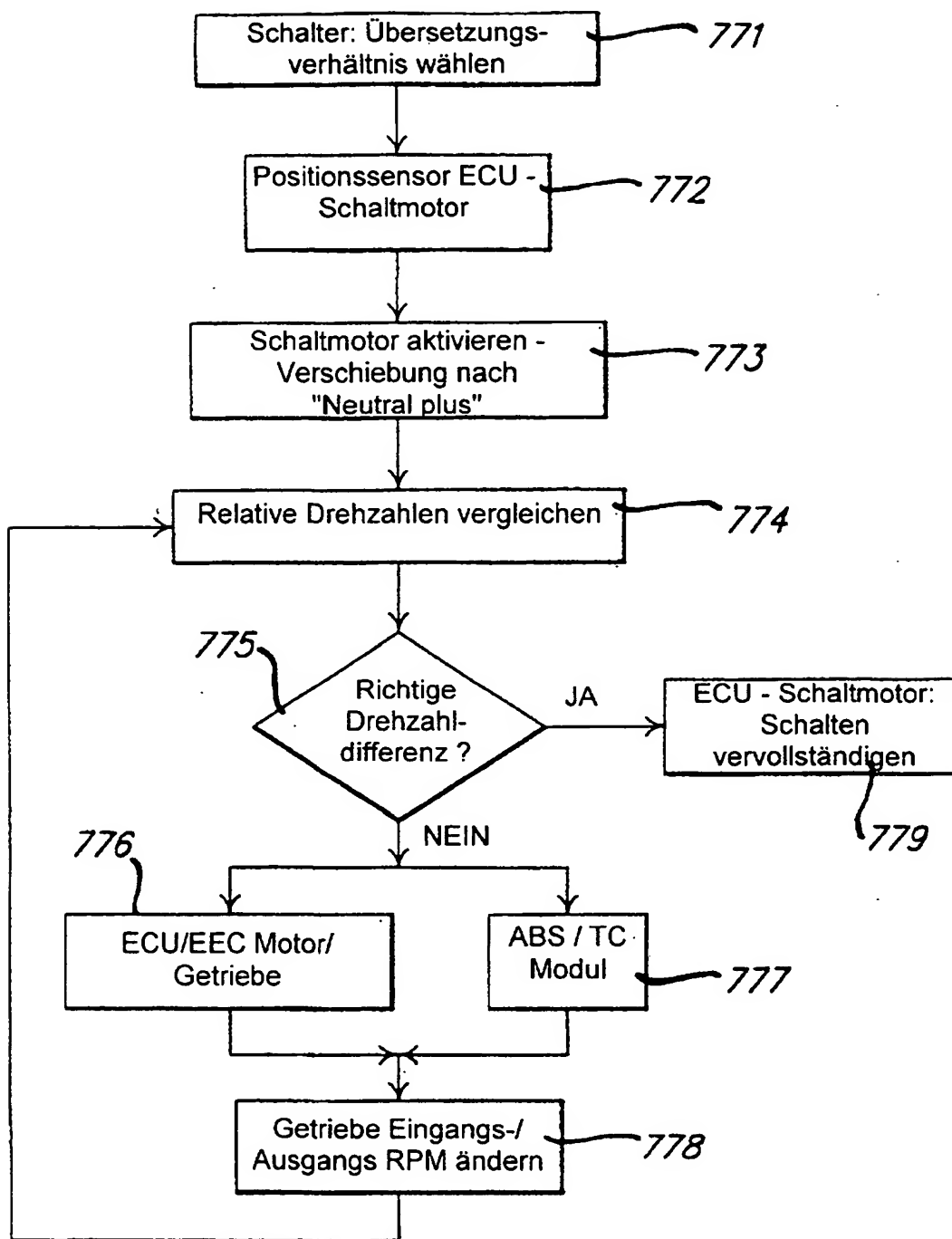


Fig-7E



Fig-9

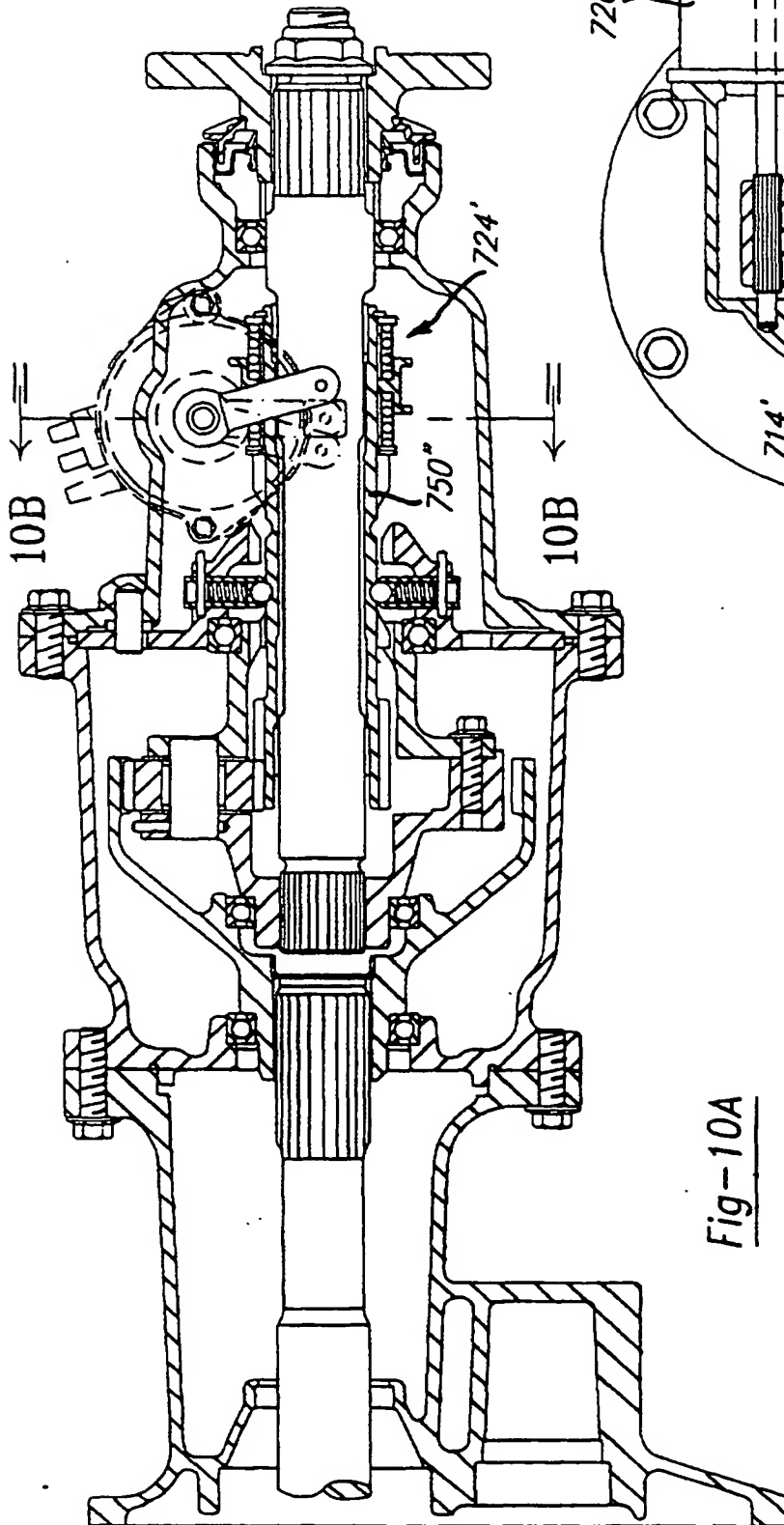


Fig-10A

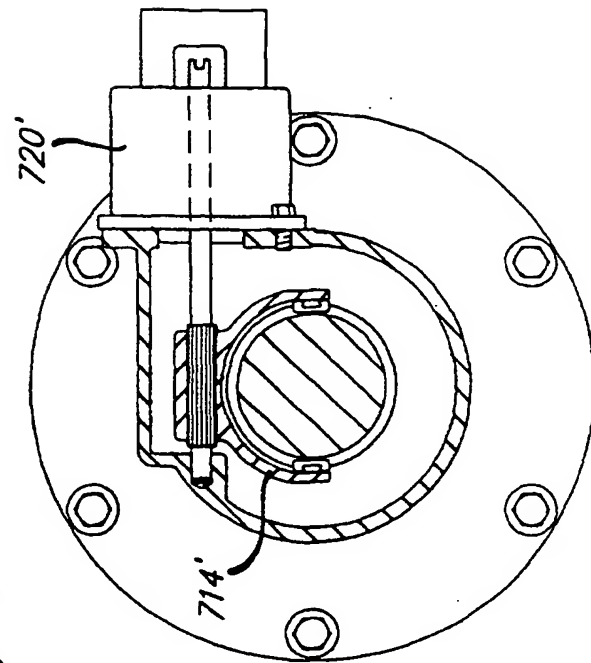


Fig-10B

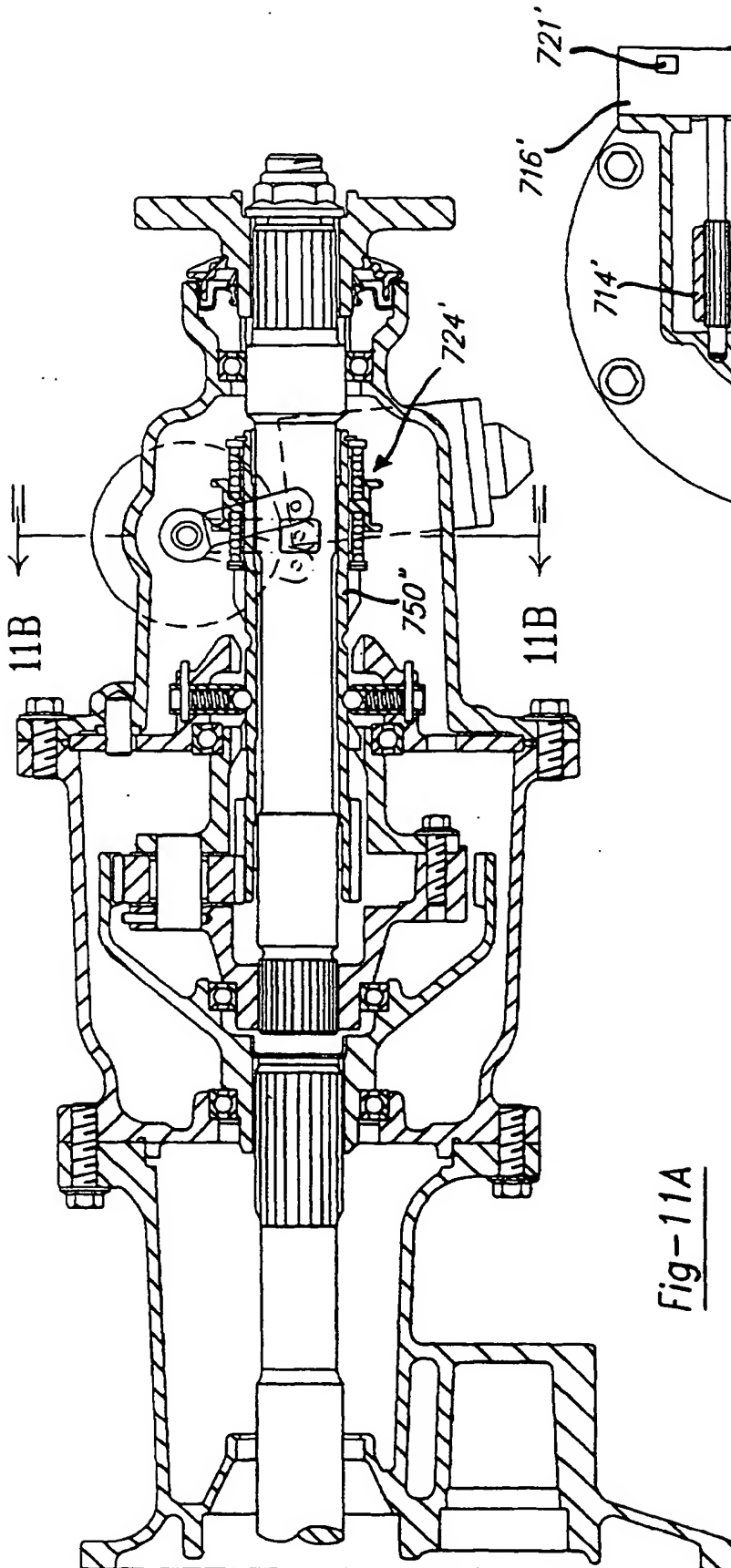


Fig-11A

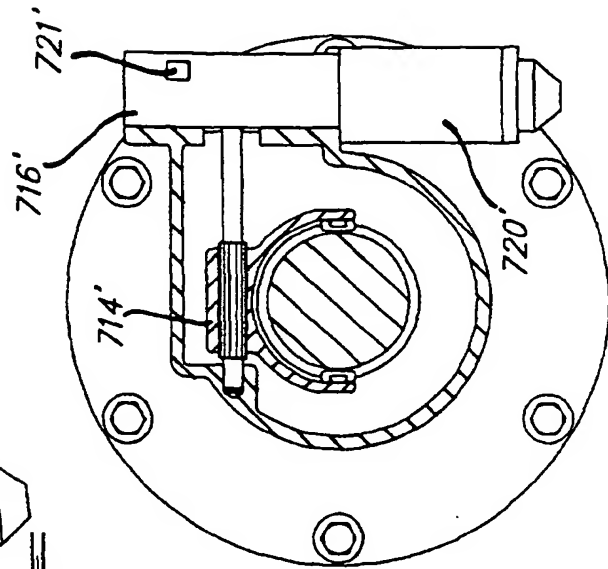


Fig-11B

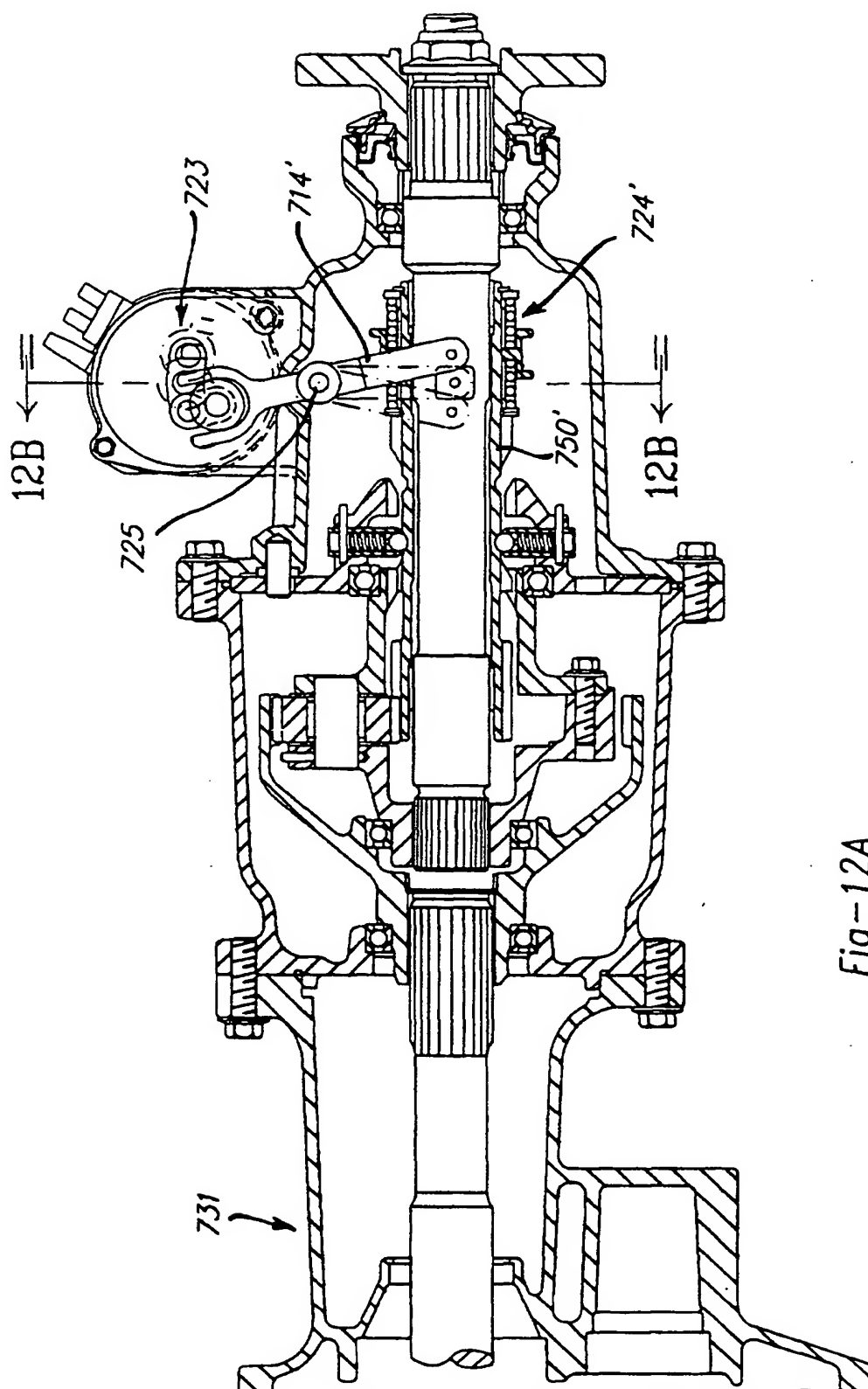


Fig-12A

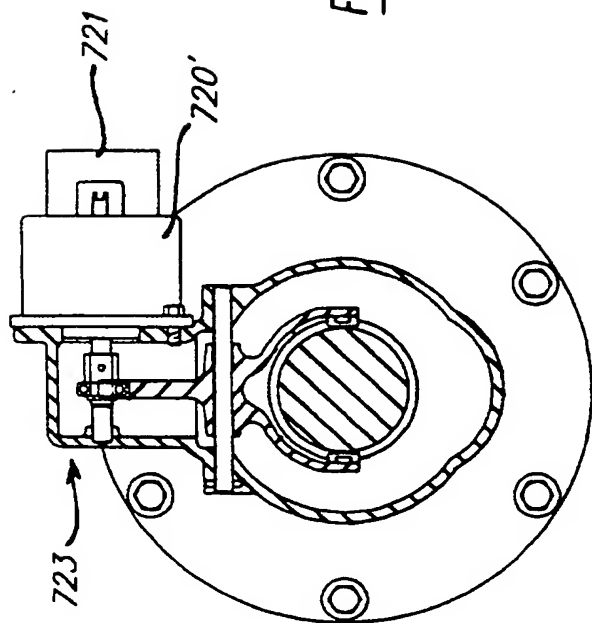


Fig-12B

Fig-12C

